VISIT…

LANZAROTE Caliente.COM

Мерой влияния характеристики сети на величину $\eta_{др}$ (при параболической характеристике сети) служит отношение H_{c0}/H сопротивления сети при нулевом расходе H_{c0} к напору в расчетной точке H; чем оно больше, тем меньше должно быть сопротивление дросселя при частичной нагрузке и тем, следовательно, больше $\eta_{др}$. Это обстоятельство служит одной из причин, обусловивших применение дросселирования как способа регулирования центробежных насосов. Если отвлечься от явления кавитации, то дроссель целесообразно ставить на всасывающей стороне машин, так как при этом снижается величина утечек. Но обычно в насосных установках дросселирование осуществляют на напорной стороне во избежание появления кавитации. Следует также отметить, что в установках вентиляторов и дымососов тепловых электрических станций дросселирование уже давно вытеснено более экономичными способами регулирования.

Изменение числа оборотов двигателя. В противоположность дросселированию, изменение числа оборотов — наиболее экономичный способ регулирования. Правда, при двух существенных оговорках. Во-первых, характеристика сети должна быть параболой, выходящей из начала координат ($H_{c0}=0$). Как было показано, в этом случае при изменении числа оборотов сохраняется подобие треугольников скоростей. Следовательно, если на расчетном числе оборотов к. п. д. машины был близок к максимальному, то он останется высоким и при изменении числа оборотов. Во-вторых, двигатель должен допускать возможность экономичного изменения числа оборотов, что трудно осуществить.

Наибольшее распространение получили асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором, наиболее простые и надежные в эксплуатации. Но они не допускают экономичного изменения числа оборотов: уменьшение числа оборотов реостатом в цепи статора столь же неэкономично, как и регулирование дросселированием.

Двигатели переменного тока с контактными кольцами и регулировочным реостатом в цепи ротора ввиду сложности их изготовления и меньшей надежности в эксплуатации применяются сравнительно редко.

В последнее время в качестве привода вентиляторов и дымососов нашли применение двигатели с переменным числом пар полюсов (двухскоростные). Такие двигатели по желанию заказчика могут поставляться заводом-изготовителем вентиляторов. К сожалению, к. п. д. таких двигателей заметно ниже, чем обычных, и, следовательно, их применение целесообразно только при необходимости изменения подачи в широких пределах.

Наиболее экономичное изменение числа оборотов обеспечивают электродвигатели постоянного тока (шунтовые). Можно ожидать, что в связи с намечающимся по новому пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР широким внедрени-

ем постоянного тока такие двигатели со временем найдут применение.

На тепловых электрических станциях в качестве привода применяются паровые турбины, также допускающие достаточно экономичное изменение числа оборотов.

Гидромуфты и магнитные муфты позволяют изменять число оборотов вала машины при постоянном числе оборотов двигателя. Регулирование гидромуфтой эквивалентно регулированию магнитной муфтой и асинхронным двигателем с контактными кольцами. Гидромуфты нашли ограничениое применение, поскольку они весьма сложны в изготовлении и дороги. Кроме того, с установкой гидромуфты заметно усложняется эксплуатация вентиляторов и насосов.

Изменение характеристик машин возможно также с помощью различного рода **направляющих аппаратов.** При всем разнообразии конструкций иаправляющих аппаратов назначение их одно и то же — изменять момент количества движения жидкости перед рабочим колесом, или, иначе говоря, изменять окружную проекцию скорости c_{1u}. Из уравнения Эйлера

$$H_т = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} = u_2^2 \left[1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \left(\operatorname{ctg} \beta_2 - \frac{1}{m^2} \cdot \frac{c_{1r}}{c_{2r}} \operatorname{ctg} \alpha_1 \right) \right]$$

следует, что изменение скорости c_{1u} (или угла α_1) вызывает изменение теоретического напора, причем зависимость $H_т = f(V)$ остается линейной. В качестве примера на рис. 6.11 приведены теоретические характеристики центробежного вентилятора с углом $\beta_2 = 90°$; штрихпунктирной линией показана характеристнка сети с $H_{c0} = 0$.

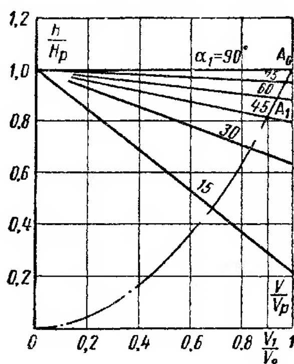


Рис 6.11. Теоретические характеристики центробежной машины при различных углах α_1, при $\beta_2 = 90°$; $m = 1{,}4$; $(c_{2r}/u_2)_р = 0{,}3$

Рис. 6.11 позволяет установить основной недостаток направляющих аппаратов: сравиительно иебольшое изменение подачи достигается ценою существенного уменьшения угла α_1 и, следовательио, угла поворота направляющих лопастей. Так, уменьшение угла с 90 до 45° вызывает снижение подачи всего на 10% (точка A_1, рис. 6.11). Очевидно, что поворот лопастей на большой угол приводит к существенному увеличению потерь.

По уравнеиию Эйлера можно найти пути увеличения эффективности направляющих аппаратов, дающие возможность до-

стичь общего снижения напора при заданном угле α_1. Очевидно, что эффективность направляющих аппаратов возрастает с увеличением отношения c_{2r}/u_2, уменьшением угла β_2 и отношения диаметров $m=d_2/d_1$. Последнее обстоятельство обусловливает применение вентиляторов и дымососов (которые, как правило, снабжаются направляющими аппаратами) с малым отношением диаметров m. Ранее выпускавшиеся вентиляторы и дымососы имеют $1/m=0,7$; разработаны эффективные вентиляторы с $1/m=0,8$.

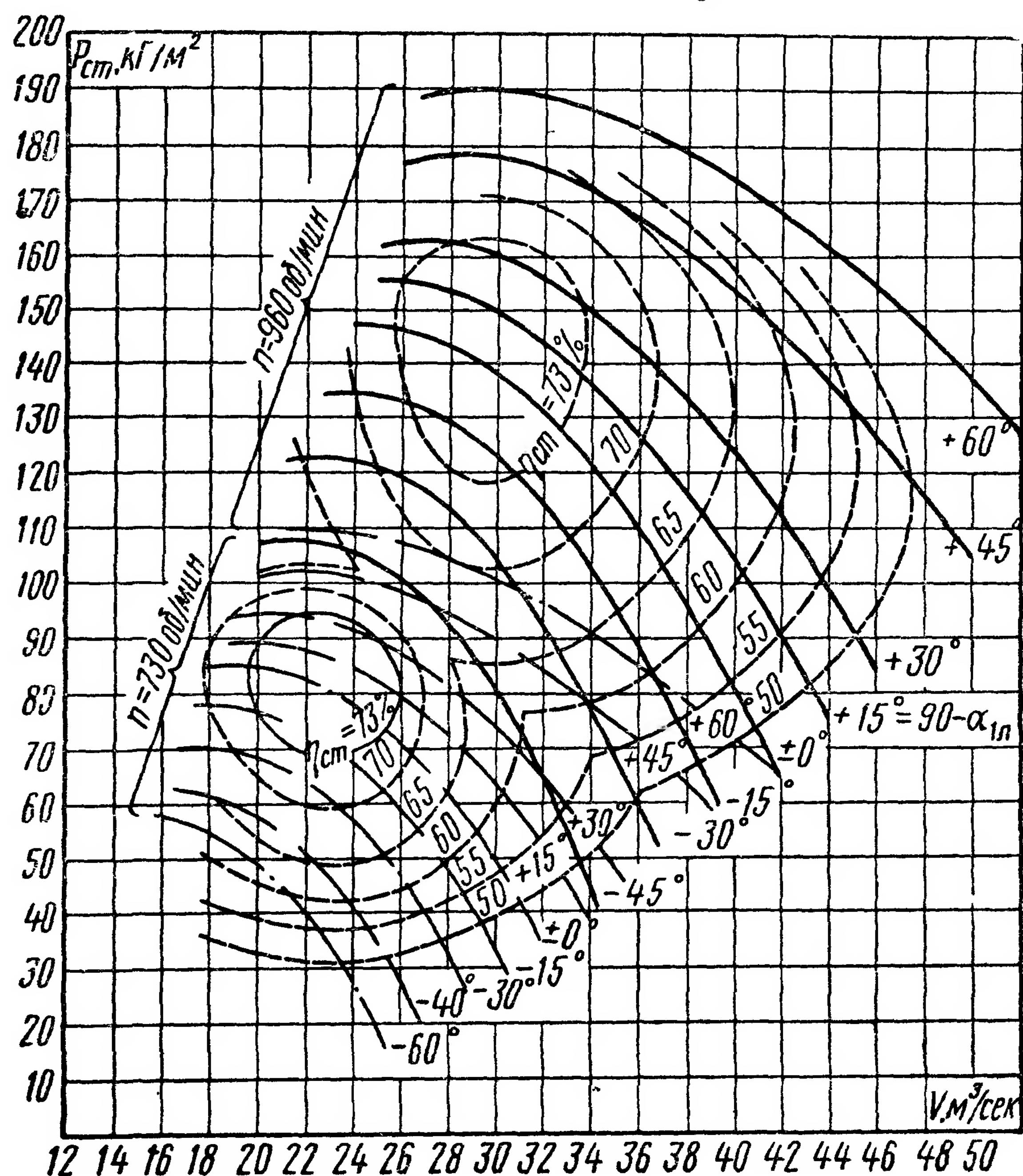


Рис. 6.12. Характеристики осевого дымососа фирмы «ЧКД — Дукла» (Чехословакия) с поворотными направляющими лопастями

В осевых вентиляторах применяются осевые направляющие аппараты; схемы таких вентиляторов рассмотрены ранее. Об эффективности регулирования осевых машин дают представление характеристики дымососа «ЧКД — Дукла» (рис. 6.12). Цифры на сплошных кривых означают угол установки направляющих лопастей ($90—\alpha_1$), штриховые линии являются линиями равных к. п. д., подсчитанных по статическому давлению:

$$P_{ст}=P-\rho c_к^2/2,$$

где $\rho=0,71$ *кг/м³*.

Максимальный к. п. д. вентилятора, подсчитанный по полным параметрам, $\eta_{max}=0{,}8$.

Направляющие аппараты центробежных вентиляторов и дымососов отличаются большим разнообразием схем и конструкций. Рассмотрим некоторые из них, наиболее применимые.

Упрощенный направляющий аппарат А. Г. Бычкова (ЦАГИ) применяется в дымососах с двусторонним подводом газов и устанавливается во входных коробках (рис. 6.13). Он состоит из $4 \div 5$ направляющих лопастей, оси которых параллельны оси ва-

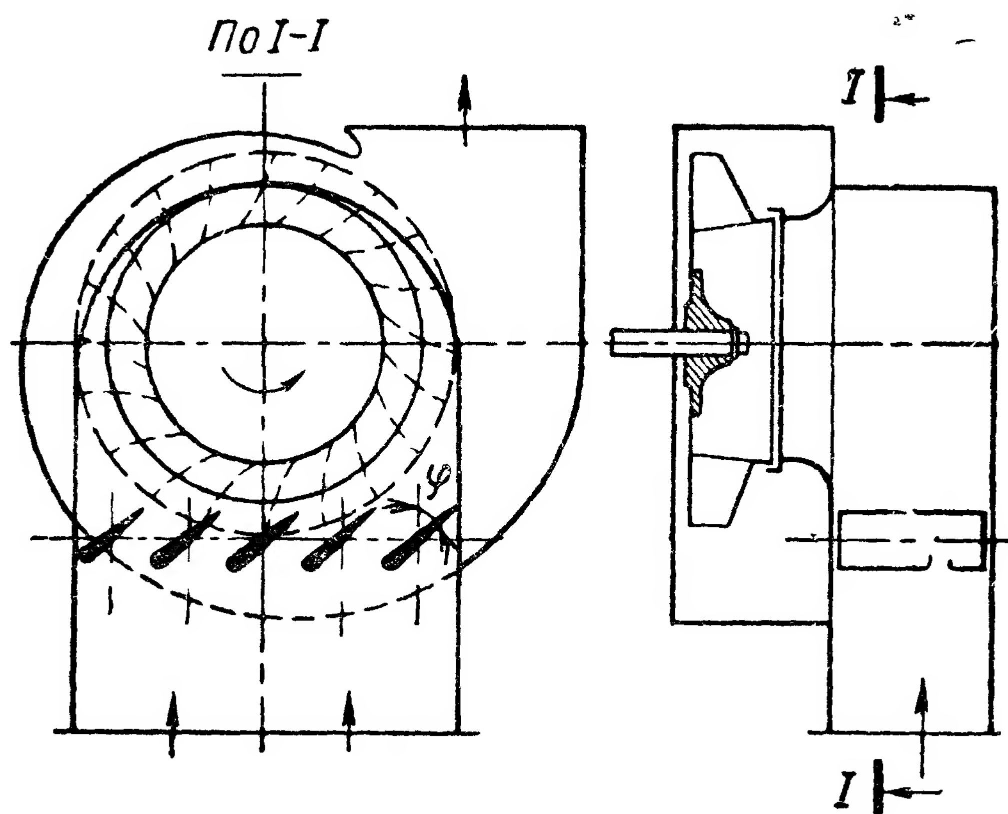


Рис. 6.13. Дымосос с упрощенным направляющим аппаратом А. Г. Бычкова

ла дымососа. Посредством специального механизма все лопасти одновременно поворачиваются на один и тот же угол. На расчетном режиме лопасти расположены по потоку ($\varphi=0$) и не закручивают поток. Для уменьшения подачи их поворачивают в сторону вращения ротора, как это показано на рис. 6.13. Очевидно, что такие лопасти не могут обеспечить симметричный подвод газа к рабочему колесу, что снижает их эффективность, по сравнению с другими направляющими аппаратами. Как показали опыты ЦАГИ, эффективность направляющих лопастей тем выше, чем ближе они расположены к рабочему колесу.

Направляющие лопасти изготовляются из листовой стали толщиной до 15 *мм* (плоские, рис. 6.14, *а*) и до 8—10 *мм* — сварные. Сварные лопасти обычно бывают симметричными (рис. 6.14, *б*), хотя, видимо, более эффективны лопасти винтового профиля с одной плоской стороной (рис. 6.14, *в*).

Широкое распространение упрощенный направляющий аппарат получил благодаря простоте конструкции и возможности выема ротора без разборки аппарата. Однако можно ожидать, что со временем он будет вытеснен другими, более совершенными аппаратами.

Осевой направляющий аппарат аналогичен направляющим аппаратам осевых вентиляторов. Представление об устройстве осевого направляющего аппарата дает рис. 6.15. Лопасти *1* (в количестве 10÷12) обычно плоские, изготовляются из листовой стали толщиной (5÷10) *мм* со скругленной входной и заостренной выходной кромками (аналогично лопастям упрощенного аппарата, изображенным на рис. 6.18, *а*). К концам лопастей приклепывают цапфы *2* и *3*. Внутренние цапфы *2* входят в соответствующие отверстия, просверленные в корпусе обтекателя *4*, отлитого из чугуна. При помощи четырех тяг *5* обтекатель крепится к корпусу направляющего аппарата *6*, выполненному в виде обечайки. Наружные цапфы свободно вращаются в кольцах *7*, приваренных к обечайке, а концы их жестко соединены с рычагами *8*. Одновременный поворот ры-

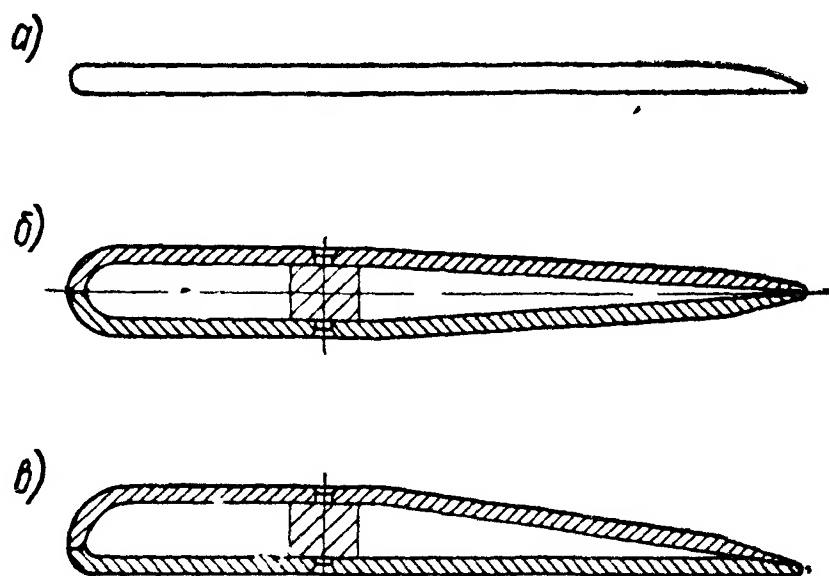


Рис. 6.14. Направляющие лопасти

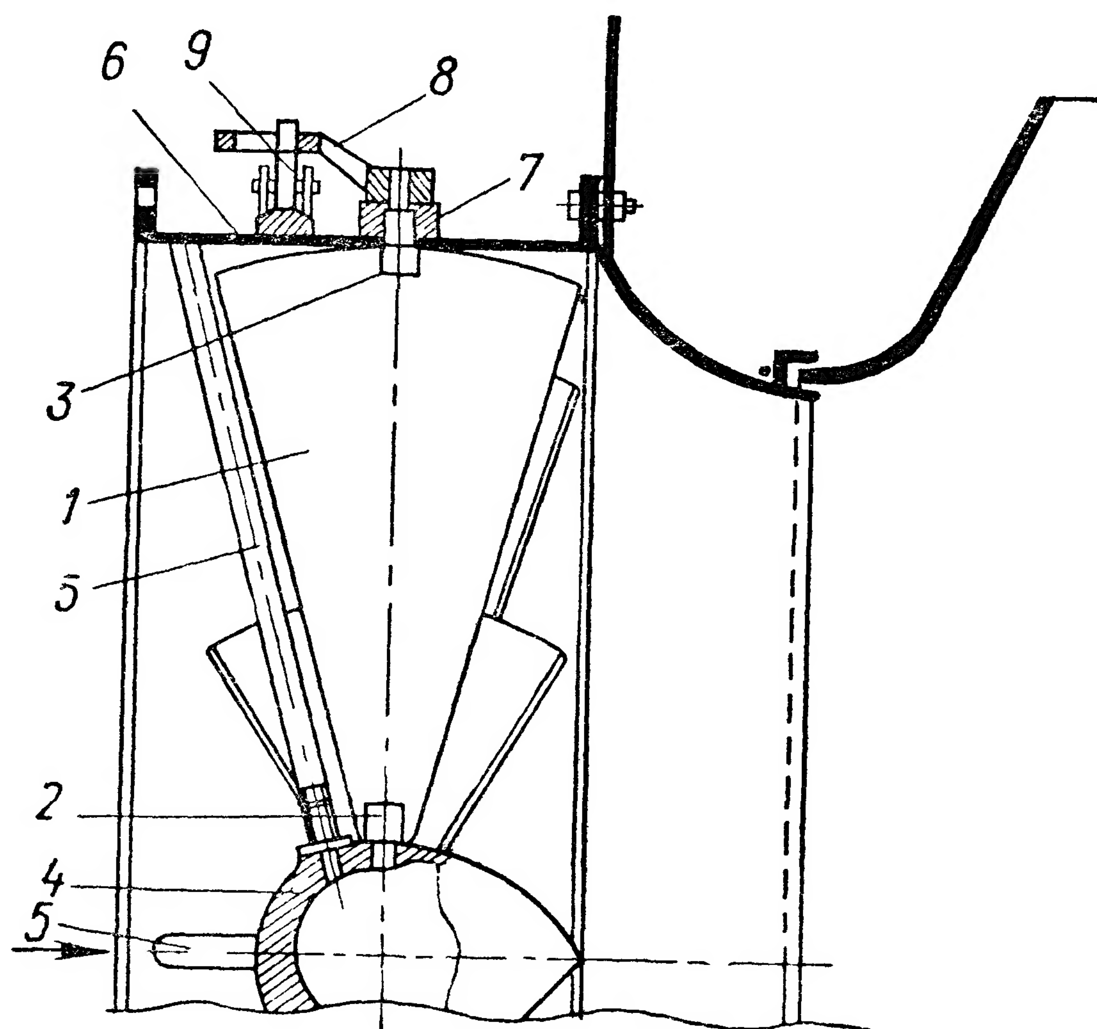


Рис. 6.15. Осевой направляющий аппарат

чагов (а следовательно, и лопастей) производится при помощи поворотного кольца *9*. Левым фланцем направляющий аппарат крепится к воздухопроводу, а правым — к корпусу вентилятора.

Радиальный направляющий аппарат В. Ю. Рубинова (Промэнерго) состоит из большого числа плоских лопастей, образующих радиальную решетку перед рабочим колесом (рис. 6.16) и также одновременно поворачивающихся специальным механизмом. Расположенные в непосредственной близости от рабочего колеса, лопасти радиального направляющего аппарата несколько более эффективны, чем осевого.

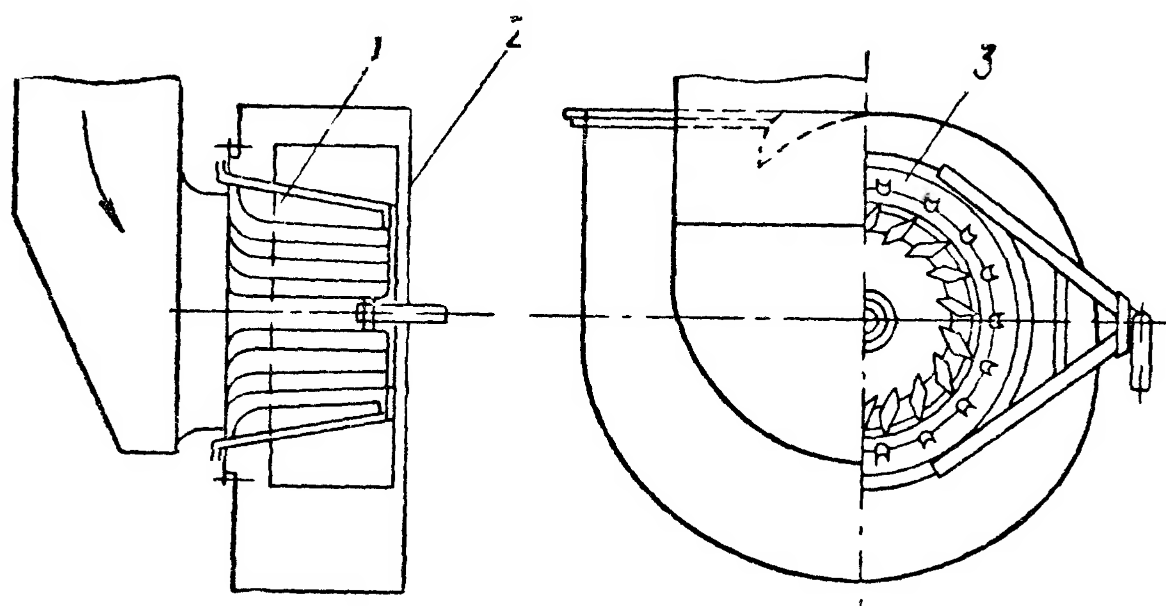


Рис. 6.16. Радиальный направляющий аппарат В. Ю. Рубинова:

1 — направляющие лопасти; *2* — корпус; *3* — приводное кольцо

Направляющий аппарат Л. А. Рихтера (МЭИ) отличается простотой конструкций [12] и очень удобно компонуется в машинах с двусторонним подводом воздуха (рис. 6.17). Направляющее устройство выполнено в виде половины цилиндрической обечайки, ось вращения которой совпадает с осью вращения вала. Расположенная во входной коробке обечайка в нейтральном положении не воздействует на поток и не вносит добавочных потерь, что выгодно отличает ее от других направляющих аппаратов. При повороте обечайки в сторону вращения ротора она закручивает поток подобно другим направляющим аппаратам. Несмотря на простоту устройства, аппарат Рихтера не уступает по экономичности другим направляющим аппаратам.

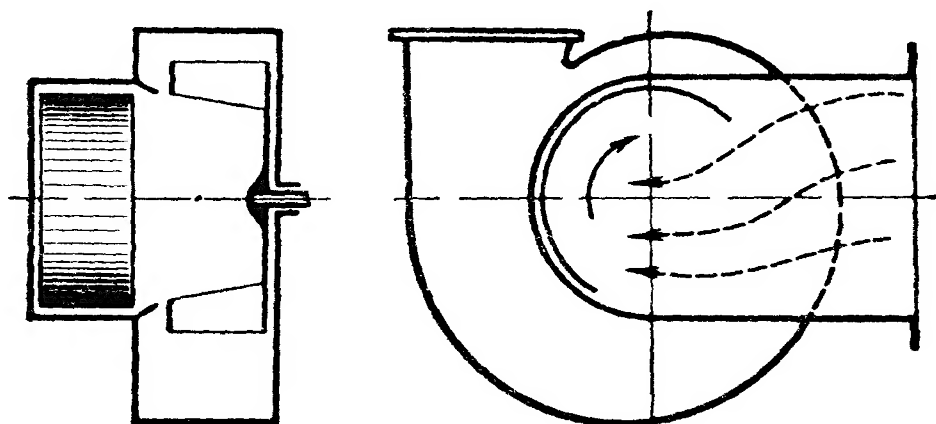


Рис. 6.17. Дымосос с направляющим аппаратом Л. А. Рихтера

Сравнение различных способов регулирования. В общем случае сопоставлять различные способы регулирования невозможно, поскольку результат зависит от формы характеристики сети и машины. При выборе типа регулирования необходимо учиты-

вать как стоимость и сложность изготовления регулирующих устройств, так и их эффективность, которая оценивается с помощью примерного годового графика нагрузки $V=f(t)$, где t — время. Располагая таким графиком, можно построить график $N=F(t)$ и найти для ряда машин среднюю потребляемую мощность

$$N_{\text{ср}}=\frac{1}{T}\int_{0}^{T}N\,dt,$$

где T — число часов работы машин в году.

Вычисляя для каждой из них $N_{\text{ср}}$, выбираем машину с наименьшим значением $N_{\text{ср}}$. Разумеется, такой расчет не строг, ибо не учитывает стоимости изготовления и габаритов установки.

Представление о сравнительной эффективности различных способов регулирования дает рис. 6.18, на котором приведена зависимость относительной мощности N/N_0 от глубины регули-

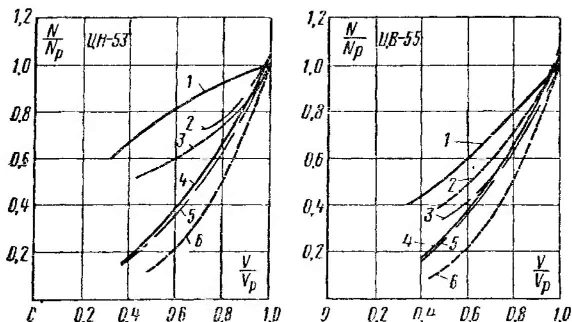


Рис. 6.18. Зависимость мощности от глубины регулирования вентиляторов ЦВ-55 и ЦН-53 при различных способах регулирования:

1 — дросселирование; *2* — упрощенный направляющий аппарат; *3* — осевой направляющий аппарат; *4* — гидромуфта; *5* — реостат в цепи ротора, *6* — идеальный способ регулирования (изменение числа оборотов двигателя при неизменном к. п. д. двигателя)

рования для вентиляторов с загнутыми назад (ЦН-53) и загнутыми вперед (ЦВ-55) лопастями. В обоих случаях кривая *1* изображает характеристику машины и соответствует регулированию дросселированием, *2* — упрощенным направляющим аппаратом, *4* — гидромуфтой, *5* — реостатом в цепи ротора, а кривая *6* — идеальному способу регулирования путем изменения числа оборотов двигателя при неизменном его к. п. д. и характеристике сети в виде параболы, выходящей из начала координат.

Зависимости для регулирования аппаратами Рихтера и Ру-

бинова на рис. 6.18 не показаны; соответствующие кривые проходят близко к кривой *3*, характеризующей эффективность осевого направляющего аппарата; при загнутых вперед лопастях аппараты Рихтера и Рубинова несколько эффективнее осевых направляющих аппаратов.

Глава седьмая

КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ

§ 7.1. Типы центробежных насосов

Типы центробежных насосов, количество их типоразмеров и параметры работы устанавливаются соответствующими государственными стандартами (ГОСТ).

ГОСТ 8337—57 устанавливает два типа *консольных одноступенчатых насосов:* К — с горизонтальным валом и отдельной стойкой; КМ — с горизонтальным валом моноблочные с электродвигателем (корпус насоса крепится к корпусу двигателя).

Насосы типа К и КМ общего назначения для подачи чистой воды с температурой до 378° К. Подача консольных насосов изменяется в пределах 0,0125÷0,1 *м³/сек*, а напор — 86÷960 *дж/кг*. Напорный патрубок может быть установлен в четырех положениях (через 90°).

Шифр насосов начинается с цифры, обозначающей диаметр входного патрубка (*мм*), деленный на 25, затем после буквы (К или КМ) через черту — цифра, обозначающая удельное число оборотов, деленное на 10 (в системе единиц MKS, с числовым коэффициентом 3,65). Например, насос 1½ К-6 — консольный с диаметром входного патрубка 1,5×25=37,5 *мм* и удельным числом оборотов $n_s=60$.

ГОСТ 10272—62 устанавливает ряд и параметры работы *насосов с двусторонним подводом жидкости.* Шифр насосов составлен так же, как и для консольных насосов, только с буквой Д вместо К или КМ.

Подача насосов с двусторонним подводом изменяется от 0,03 *м³/сек* (насос 6Д-6) до 3,6 *м³/сек* (насос 48Д-22), а напор — от 70 до 1000 *дж/кг*. ГОСТ регламентирует также к. п. д. насосов: от 73% — для 6Д-6 до 88% — для 48Д-22.

Последние номера насосов (например, 48Д-22) применяются на тепловых электрических станциях в качестве циркуляционных насосов.

ГОСТ 6000—64 определяет четыре типа *конденсатных насосов:* Кс — горизонтальный с односторонним подводом; КсД — горизонтальный с двусторонним подводом: КсВ — вертикальный с односторонним подводом; КсВД — вертикальный с двусторонним подводом.

Шифр насосов, кроме букв, включает три цифры: первая означает подачу, $м^3/ч$; вторая — напор, *м*; третья — число ступеней. Например, насос Кс20-60/2 — горизонтальный с односторонним подводом; подача 20 $м^3/ч$, напор 60 *м*, число ступеней — две.

Имеются также стандарты на многоступенчатые насосы (ГОСТ 10407—63), на питательные насосы с электроприводом (ГОСТ 7363—65) и на насосы центробежные и осевые общего назначения (ГОСТ 6812—58). Последний ГОСТ определяет также материалы для изготовления деталей насосов общего назначения: рабочие колеса, корпус, крышка и втулки центробежных насосов — чугунные, а вал — стальной; в осевых насосах рабочие лопасти — из нержавеющей стали, а втулка — стальная литая.

Изготовляются насосы на ряде отечественных заводов: консольные насосы — на Катайском насосном заводе; насосы с двусторонним подводом — на Московском насосном заводе им. М. И. Калинина и Сумском насосном заводе; конденсатные насосы — на Калужском турбинном заводе (КТЗ) и Щелковском насосном заводе; питательные насосы — на Ленинградском заводе «Экономайзер», КТЗ, Хабаровском заводе «Энергомаш».

Сведения о насосах приведены в [28], [29], [27], [6].

§ 7.2. Конструкции центробежных и осевых насосов

Рассмотрим конструкции некоторых типов насосов, применяемых в теплоэнергетике.

Центробежные насосы. На рис. 2.1, *а*, *б* показаны внешний вид и продольный разрез одноступенчатого центробежного насоса консольного типа 6К-8. Расчетная подача насоса 0,04 $м^3/сек$ и напор 330 *дж/кг* достигаются при $n = 450$ *об/мин*.

Корпус насоса *3* литой чугунный с вертикальным разъемом для возможности выема ротора. Ротор вынимается после снятия крышки-фланца *1*. Корпус насоса крепится болтами к фланцу корпуса подшипника *6*, установленного на литой чугунной раме, к которой крепится также двигатель. Рама соединяется с фундаментом анкерными болтами. На напорной стороне корпуса расположено сальниковое уплотнение *5* с хлопчатобумажной набивкой. Сальник зажимается крышкой *7* и затягивается болтом. Рабочее колесо *1* — литое чугунное — стопорится на валу *8* гайкой с плавными обводами *9*, служащей одновременно обтекателем. Проворачивание колеса относительно вала предотвращается шпонкой. Вал вращается в двухрядных шариковых подшипниках *10*. Осевое усилие ротора (направленное на продольном разрезе влево) воспринимается левым подшипником, наружная обойма которого упирается в крышку подшипника. Внутренние обоймы закреплены на валу и удерживаются от осевого смещения распорной втулкой и втулкой, расположенной между обоймой правого подшипника и полумуфтой *11*, закрепленной гайкой. Таким

образом, гайка стопорит всю цепочку — полумуфту, втулку, обоймы правого подшипника, распорную втулку и обоймы левого подшипника. Смазка подшипников осуществляется маслом, залитым в масляную ванну; уровень масла, о котором судят по маслоуказательному стеклу, совпадает с осью нижних шариков. Вал насоса соединяется пальцевой муфтой с валом двигателя.

На рис. 2.4, *а*, *б* представлены продольный разрез и внешний вид насоса 48Д-22 с двусторонним подводом воды. Характеристики насоса показаны на рис. 5.11. Корпус насоса имеет горизонтальный разъем. Для облегчения выема ротора всасывающий и напорный патрубки отлиты заодно с нижней половиной корпуса; подшипники также имеют горизонтальный разъем. Входной патрубок разделяется на два полуспиральных подвода (см. рис. 2.4). Напорный патрубок выполнен в виде весьма развитого конического диффузора (на рис. 2.4 виден напорный патрубок; входной патрубок расположен с противоположной стороны насоса). В среднюю часть сальников подается из спиральной камеры вода, часть которой проходит во всасывающие патрубки, а другая часть стекает наружу, препятствуя подсасыванию наружного воздуха. Верхние точки всасывающих карманов соединены трубками небольшого диаметра со спиральной камерой, а верхняя точка спиральной камеры имеет вывод в атмосферу, перекрываемый краником. При нормальной работе насоса краники на перепускных трубках и на выводе в атмосферу закрыты. Во время заливки насоса (перед пуском) все краники открываются, обеспечивая свободный выход воздуха из насоса. Ротор насоса вращается в подшипниках скольжения с кольцевой смазкой. Корпуса подшипников крепятся болтами к нижней половине корпуса насоса, а последняя крепится к раме. Насосы этого типа обладают рекордно высоким к. п. д. (91÷92) %.

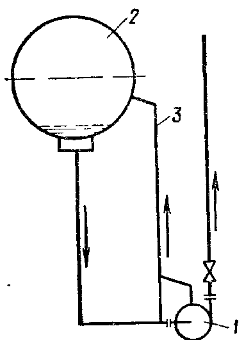


Рис. 7.1 Схема включения конденсатного насоса

На рис. 2.27 показан разрез вертикального конденсатного насоса 16КсВ-10×5-2. При 1480 *об/мин* подача насоса 475 $м^3/ч$ и напор — 2400 *дж/кг*. Насос спирального типа, пятиступенчатый, рабочие колеса расположены так, чтобы уменьшить осевое усилие ротора. Перед первым рабочим колесом *1*, выполненным из нержавеющей стали, имеется шнек *2*. Остальные колеса чугунные. Корпус насоса *3* — двойной с горизонтальным разъемом наружного корпуса и вертикальным — внутреннего. В верхней части наружного корпуса расположены четыре опорные лапы *4*, которыми насос крепится к металлическому постаменту. Двигатель крепится к верхнему фланцу насоса.

Схема включения конденсатного насоса показана на рис. 7.1. Всасывающий патрубок конденсатных насосов *1* соединяется с паровым пространством конденсатора *2* для предотвращения образования паровых подушек и, как следствие, срыва работы насоса трубопроводом *3*. Это одна из отличительных особенностей таких насосов.

На рис. 7.2 показан питательный насос высокого давления ПЭ-150-150 конструкции ЛМЗ, подающий 0,075 *м³/сек* при давле-

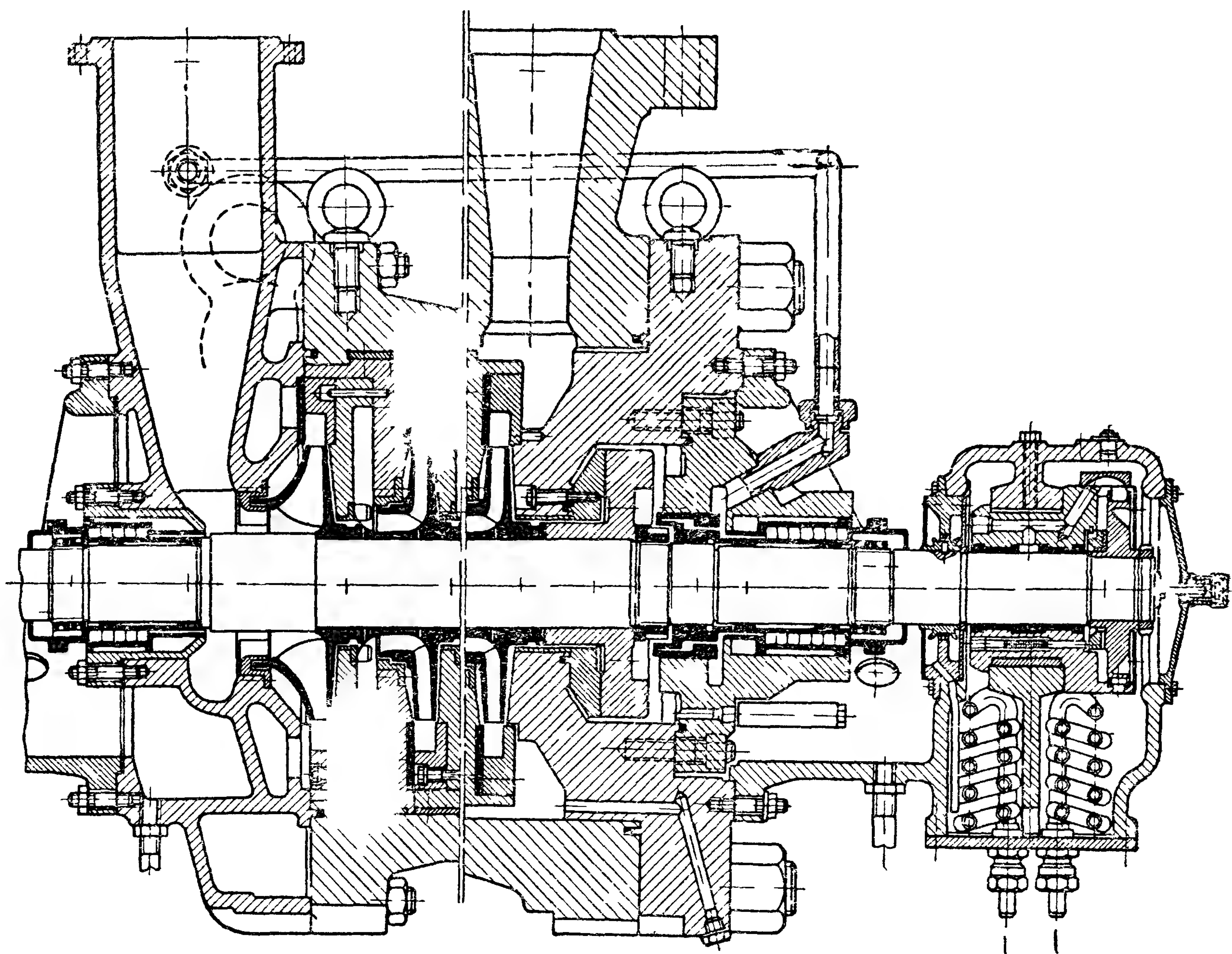


Рис. 7.2. Питательный насос высокого давления ПЭ-150-150 ЛМЗ

нии нагнетания 140 *ат* и 2970 *об/мин*. Высокое развиваемое давление предопределяет и конструктивные особенности насоса: большое число ступеней ($z_c=9$) и повышенные антикавитационные свойства первого рабочего колеса. Применение канальных диффузоров и обратных направляющих аппаратов позволяет выполнить насос компактным, несмотря на большое число ступеней. Корпус насоса литой, без горизонтального разъема. Всасывающий патрубок отлит отдельно и скреплен с корпусом насоса болтами. Для возможности сборки и разборки насоса на напорной стороне установлена крышка большого диаметра. Диффузоры и обратные направляющие аппараты вставляются в диафрагмы, образующие в собранном виде внутренний корпус. Для разборки насоса не-

обходимо вначале снять крышку, в которой крепится уплотнение (на напорной стороне, снять с вала втулки и диск гидравлической пяты и отсоединить основную крышку После этого последовательно вынимаются рабочие колеса и диафрагмы

Одинаковое расположение рабочих колес, неизбежное в такой конструкции насоса, приводит к появлению больших осевых усилий, которые воспринимаются гидравлической пятой, схема которой показана на рис 7 3 За рабочим колесом последней ступени 1 на валу закреплена пята 2, удерживаемая гайкой 3 Полость за гидравлической пятой соединена перепускной трубой со всасывающей линией насоса (перепускная труба видна на рис 7 2). Таким образом, слева на пяту действует давление, близкое к давлению в напорной линии, а справа — давление, мало отличающееся от давления во всасывающей линии Результирующая сила уравновешивает осевое усилие в роторе Если диаметр пяты рассчитан правильно, между пятой и кольцом 4 устанавливается небольшой зазор (доли миллиметра), через который протекает небольшое количество воды Изменение осевой силы в роторе вследствие изменения расхода питательной воды вызывает смещение ротора, и равновесие устанавливается при новой величине зазора Если, например, осевое усилие увеличивается (вследствие уменьшения расхода питательной воды и соответствующего возрастания давления), то ротор сдвигается влево, зазор между пятой и кольцом δ_1 уменьшается, что приводит к возрастанию сопротивления при протекании жидкости через зазор, разность давлений по обе стороны диска возрастает, и снова наступает равновесие Уменьшение осевого усилия вызывает увеличение зазора δ_1 и, как следствие, возрастание утечки воды через зазор Чтобы утечка не была чрезмерной, зазор между втулкой пяты и корпусом δ_2 делают достаточно малым, при этом даже значительное изменение величины δ_1 мало сказывается на величине утечки

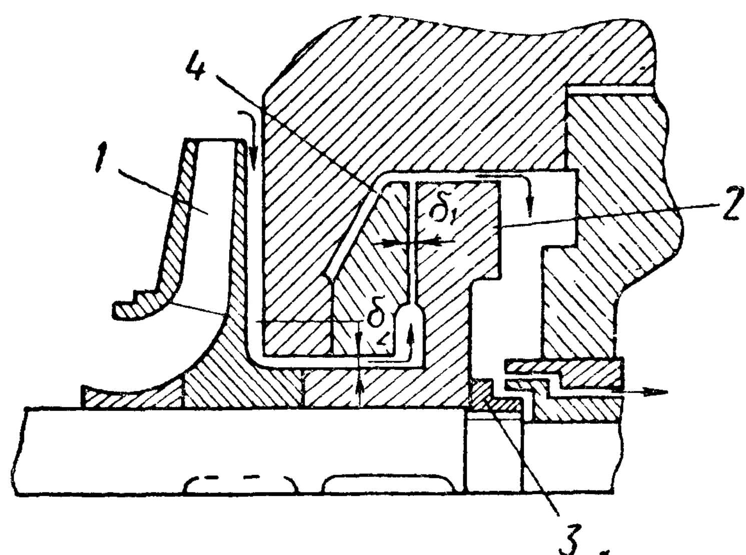


Рис 7 3 Схема гидравлической пяты

Гидравлическая пята работает достаточно надежно, но снижает к п д насоса на несколько процентов, поскольку расход жидкости через пяту составляет несколько процентов от всего расхода жидкости через насос Отчасти поэтому и вследствие увеличенных утечек в проточной части насоса к п д насоса ПЭ-150-150 сравнительно невелик (72%) Заметим, что в последнее время созданы питательные насосы для мощных тепловых электрических станций с к п д (78—80) %

Все детали проточной части питательных насосов и концевые уплотнения изготовляются из нержавеющей стали, корпус — из среднелегированной хромистой стали Подшипники насосов охлаждаются холодной водой, циркулирующей в трубчатом змеевике, опущенном в масляную ванну подшипника

Осевые насосы. Согласно ГОСТ 6812—58, осевые насосы выполняются в двух модификациях О — осевой с неподвижно закрепленными рабочими лопастями, Оп — осевои с поворотными рабочими лопастями

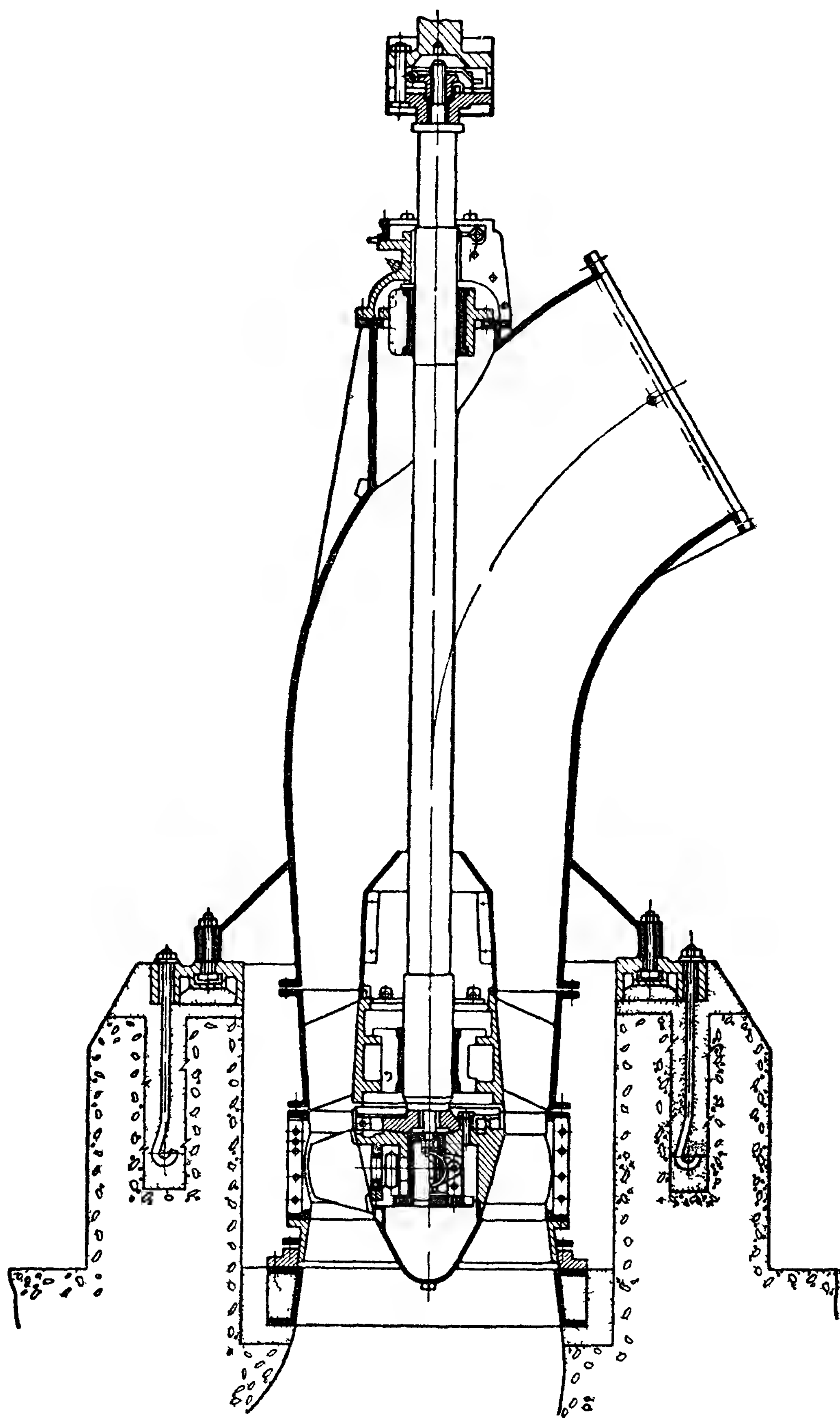


Рис 7 4 Осевой насос Оп 3 110

Кроме букв О или Оп шифр насоса включает две цифры первая указывает номер модификации рабочего колеса, а вторая — диаметр рабочего колеса (*см*) Например, насос Оп-2-110 — осевой с поворотными лопастями, с рабочим колесом второй модификации и диаметром $d_в = 1100$ *мм* Девять размеров колес в сочетании с шестью модификациями рабочих колес и различными числами оборотов обеспечивают подачу (0,2—÷18) *м³/сек* и напор (13—220) *дж/кг* Число лопастей в рабочих колесах 2÷6

Осевые насосы изготовляются заводом «Уралгидромаш» (г Сысерть) и используются в качестве циркуляционных насосов, в шлюзовых насосных установках, в береговых насосных станциях водоснабжения, в ирригационных системах

На рис 7 4 показан осевой насос с поворотными лопастями Оп-3-110 [6] Насос вертикальный, часть корпуса, в которой расположено рабочее колесо, стальная, сварена в виде разъемной камеры, остальные части корпуса литые чугунные Рабочие лопасти литые стальные, заканчиваются цапфами, к которым крепятся

рычаги. Другим концом рычаги соединяются серьгами с крестовиной. Крестовина соединена со штоком, проходящим сквозь вал и имеющим осевые перемещения, в результате которых все лопасти поворачиваются одновременно. Спрямляющие лопасти литые чугунные. Вал насоса вращается в двух подшипниках скольжения с резиновыми или лигновалиевыми вкладышами. Смазка подшипников водяная; в период пуска вода для смазки подается из технического водопровода. В корпусе насоса имеется люк для контроля за работой нижнего подшипника.

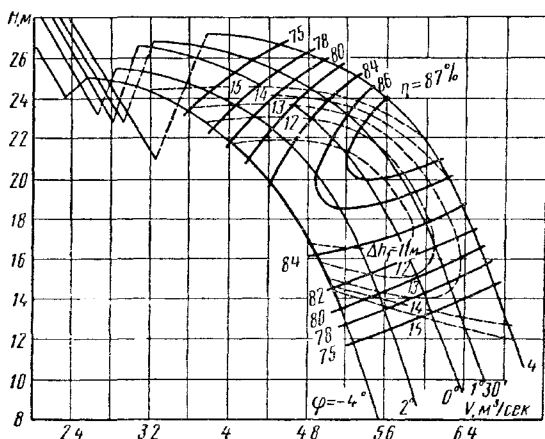


Рис. 7.5. Характеристики осевого насоса Оп-3-110

Характеристики насоса Оп-3-110 показаны на рис. 7.5 [6]. Тонкими линиями даны зависимости $H=f(V)$ при различных углах установки рабочих лопастей; жирными — линии равного к. п. д., а штриховые линии определяют минимальный кавитационный запас $\Delta h_1 = H_p + c^2/2$, где H_p — располагаемый напор. Максимальный к. п. д. насоса достигает 88%. Кривые $H=f(V)$ в области малых подач имеют характерный разрыв.

Более подробные сведения о конструкции насосов можно найти в [6], [27].

§ 7.3. Типы центробежных вентиляторов

Центробежные вентиляторы и дымососы выполняют как с односторонним, так и с двусторонним подводом воздуха.

Специальный ГОСТ 2725—61 определяет величины минимально допустимых к. п. д. дутьевых вентиляторов и дымососов. Вентиляторы, подача которых более 14 $м^3/сек$, должны иметь:

$\eta_{max} \geq 0{,}85$ — при открытом осевом подводе;

$\eta_{max} \geqslant 0,82$ — с осевым направляющим аппаратом и осевым входом;

$\eta_{max} \geqslant 0,80$ — с осевым направляющим аппаратом и входной коробкой (машины с двусторонним подводом воздуха).

Вентиляторы, подающие менее 14 *м*³/*сек*, должны иметь:

а) с осевым направляющим аппаратом и осевым входом: $\eta_{max} \geqslant 0,77$ — для машин с $\beta_{2р} < 90°$; $\eta_{max} \geqslant 0,68$ — для машин с $\beta_{2р} > 90°$;

б) с осевым направляющим аппаратом и входной коробкой: $\eta_{max} \geqslant 0,75$ — для машин с $\beta_{2р} < 90°$; $\eta_{max} \geqslant 0,66$ — для машин с $\beta_{2р} > 90°$.

На границе поля характеристик $\eta_{min} = 0,72$ — для $\beta_{2р} < 90°$; $\eta_{min} = 0,60$ — для $\beta_{2р} > 90°$.

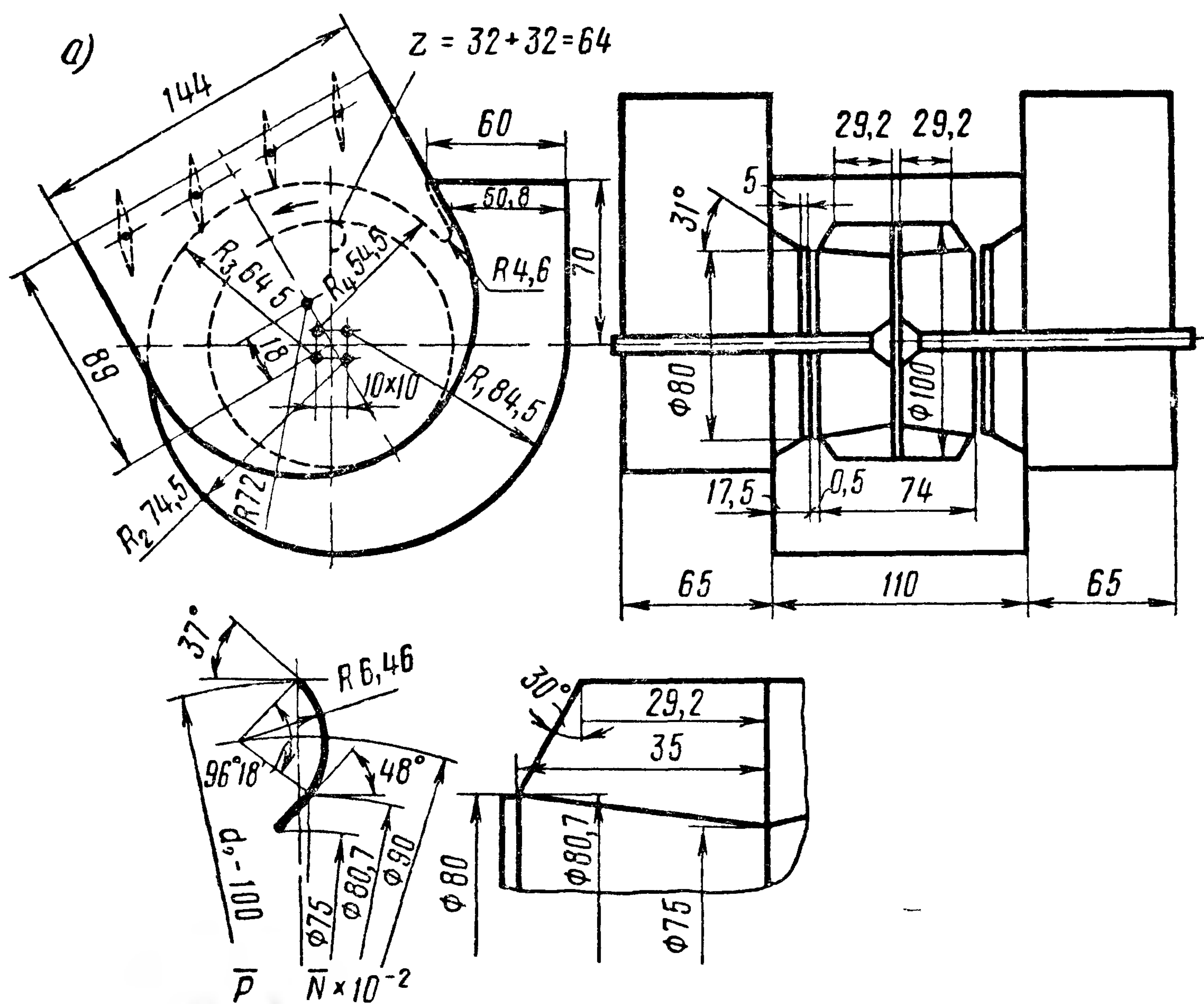
§ 7.4. Конструкции центробежных и осевых вентиляторов и дымососов

Центробежные вентиляторы и дымососы. Обычно вентиляторы выполняются с односторонним подводом воздуха, а крупные — с двусторонним подводом.

До 1960 г. центробежные дутьевые вентиляторы и дымососы серийно выпускались только с загнутыми вперед лопастями. Шифр этих машин — ВД (вентилятор дутьевой) или Д (дымосос), цифра указывает наружный диаметр рабочего колеса (*дм*). Двусторонний подвод обозначается цифрой 2. Например, Д20×2 — дымосос с диаметром рабочего колеса 2000 *мм* и двусторонним подводом.

В основу этой серии вентиляторов и дымососов положена аэродинамическая схема вентилятора 0,7—37, разработанного в ЦКТИ (московское отделение), который характеризуется отношением диаметров $d_1/d_2 = 0,7$ и выходным углом лопастей $\beta_{2р} = 180—37 = 143°$. Аэродинамическая схема и безразмерные характеристики этого вентилятора представлены соответственно на рис. 7.6, *а, б*. Высокий коэффициент напора ($\overline{H} = 0,87$ — с осевым направляющим аппаратом и $\overline{H} = 0,84$ — с упрощенным направляющим аппаратом и входной коробкой) и хорошие регулировочные характеристики — вот те положительные особенности, которые обеспечили модели 0,7-37 широкое применение. К. п. д. модели вентилятора $\eta = 0,67$ типичен для машин с загнутыми вперед лопастями. Один из недостатков, ограничивающих применение этой модели для дымососов, связан с большим числом рабочих лопастей ($z_р = 32$).

Рассмотрим конструкцию дымососа Д-13,5, выполненного на базе модели 0,7-37 (рис. 7.7). К конической входной воронке крепится направляющий аппарат осевого типа. Диаметр направляющего аппарата больше, чем диаметр входной воронки, поскольку такой же направляющий аппарат применяется у более крупных машин Д-15,5 и ВД-15,5. Направляющий аппарат — восьмило-



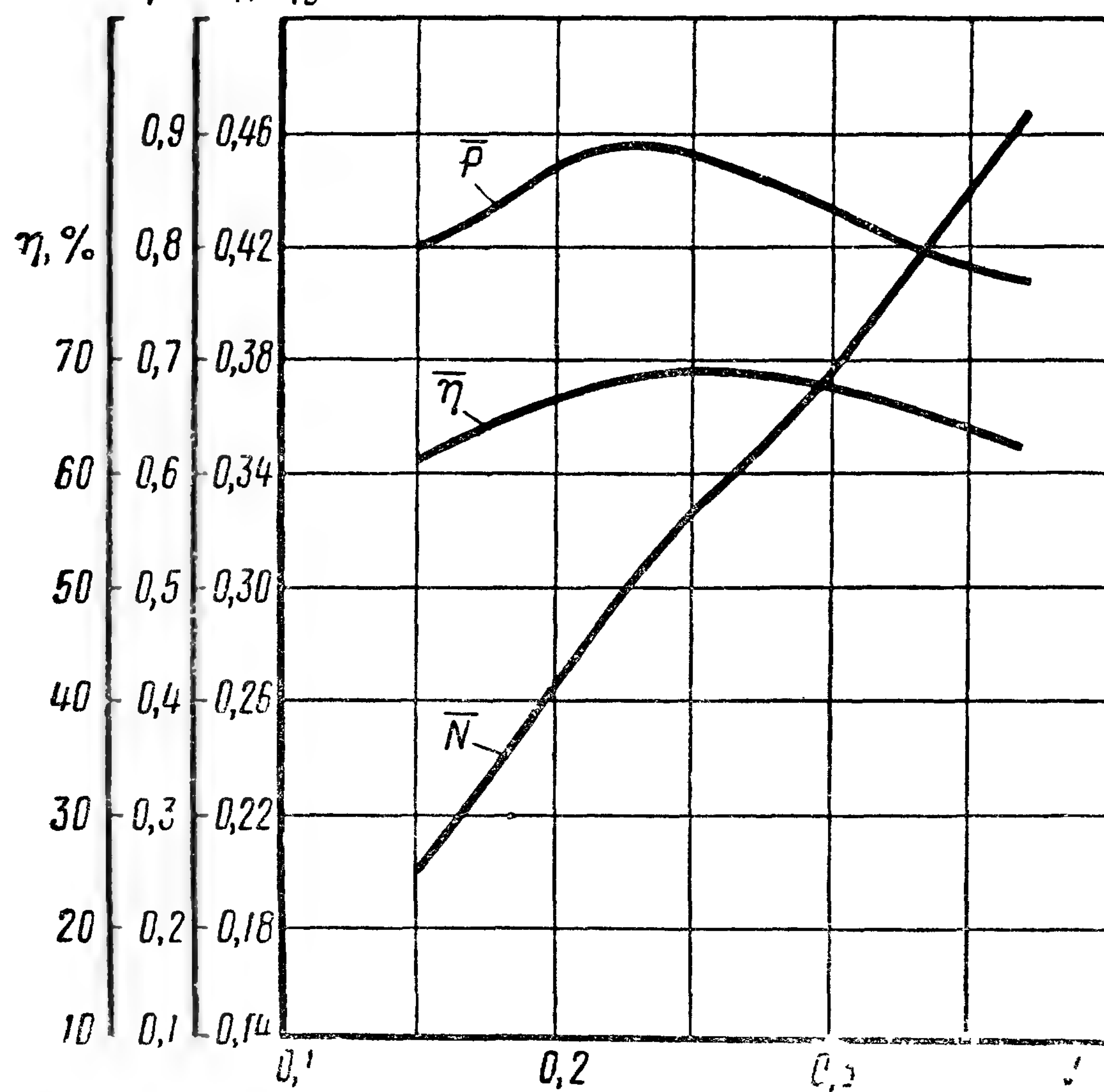
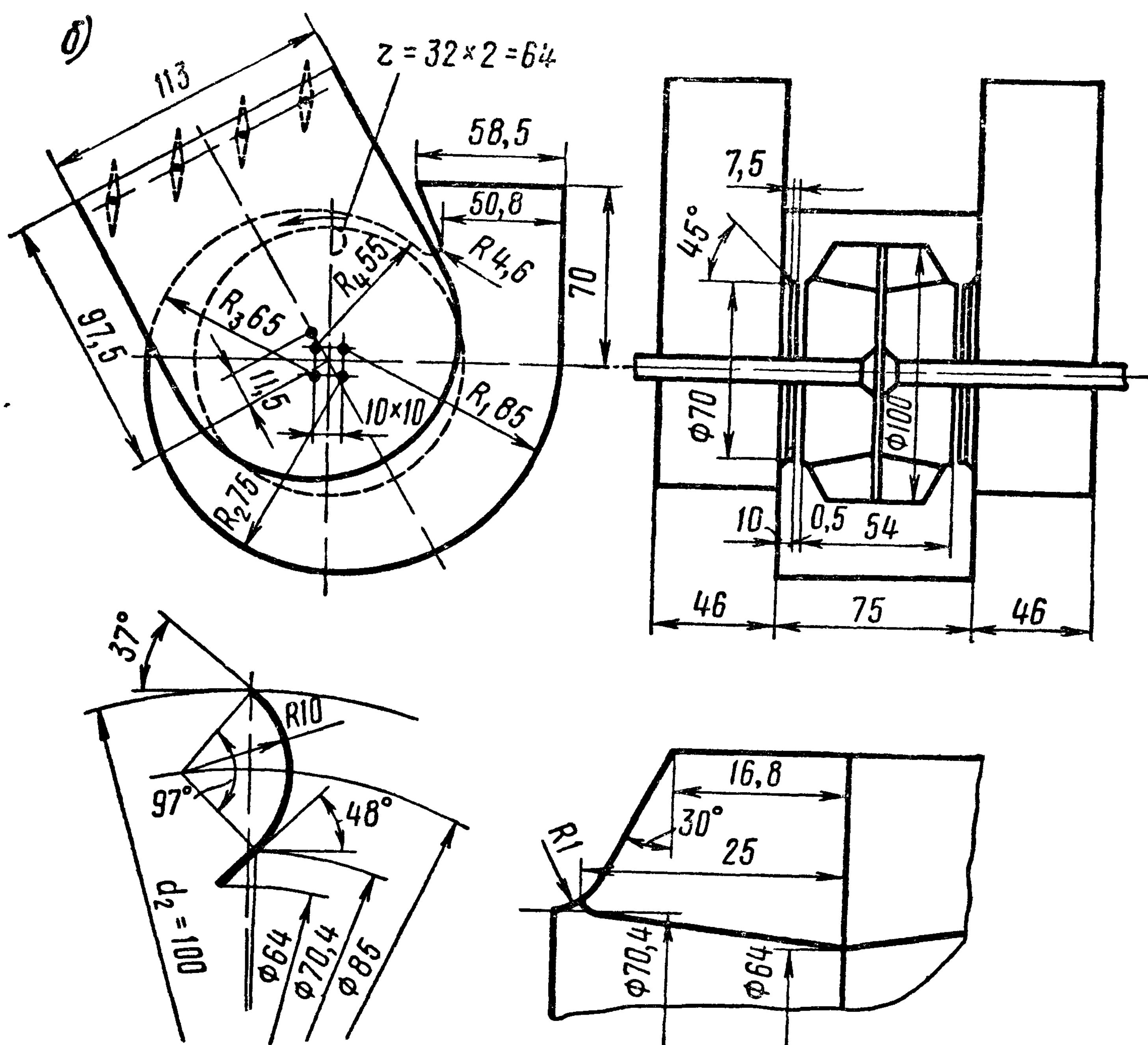
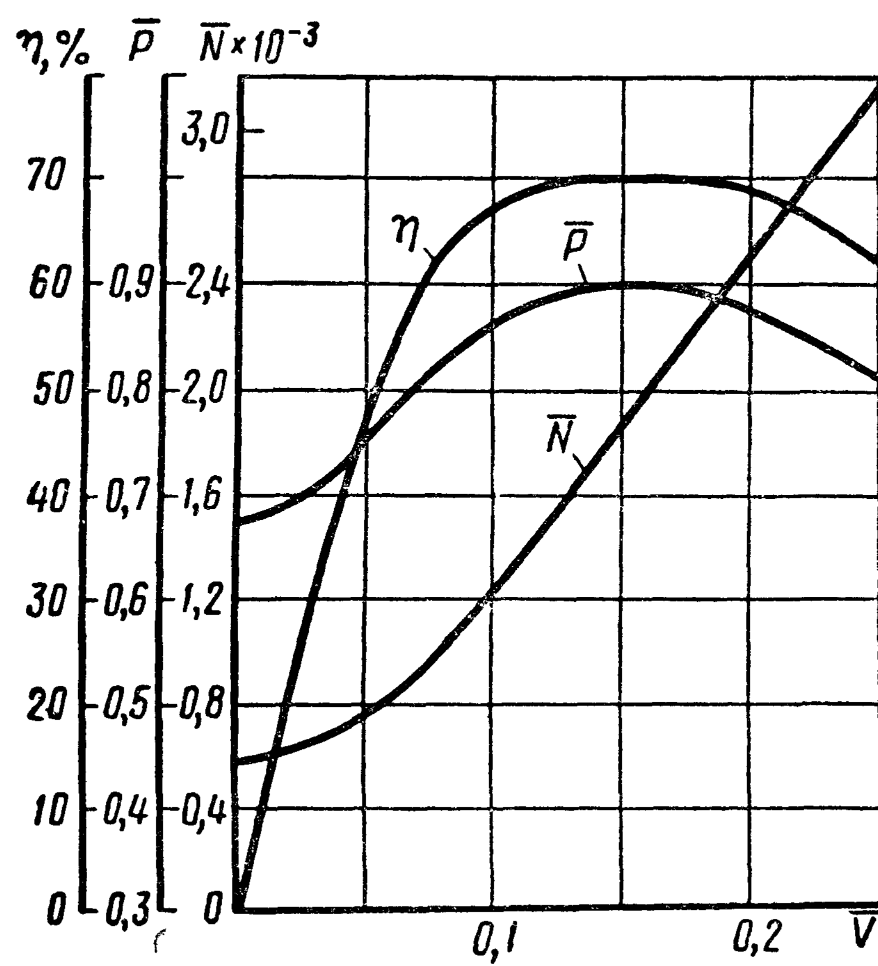


Рис. 76 Аэродинамические схемы и безразмерные характеристи-





ки вентиляторов 0,7-37 и 0,8-37

пастный с плоскими непрофилированными лопастями из листовой стали. Рукоятка направляющего аппарата, управляющая одновременным поворотом лопастей, имеет отверстие для присоединения к колонке дистанционного или автоматического управления. Ступица рабочего колеса литая чугунная, крепится на валу при помощи гайки и шпонки. Для частичной разгрузки осевых усилий в ступице имеются отверстия. Диск, выполненный из листовой стали, крепится к ступице заклепками. Рабочие лопасти,

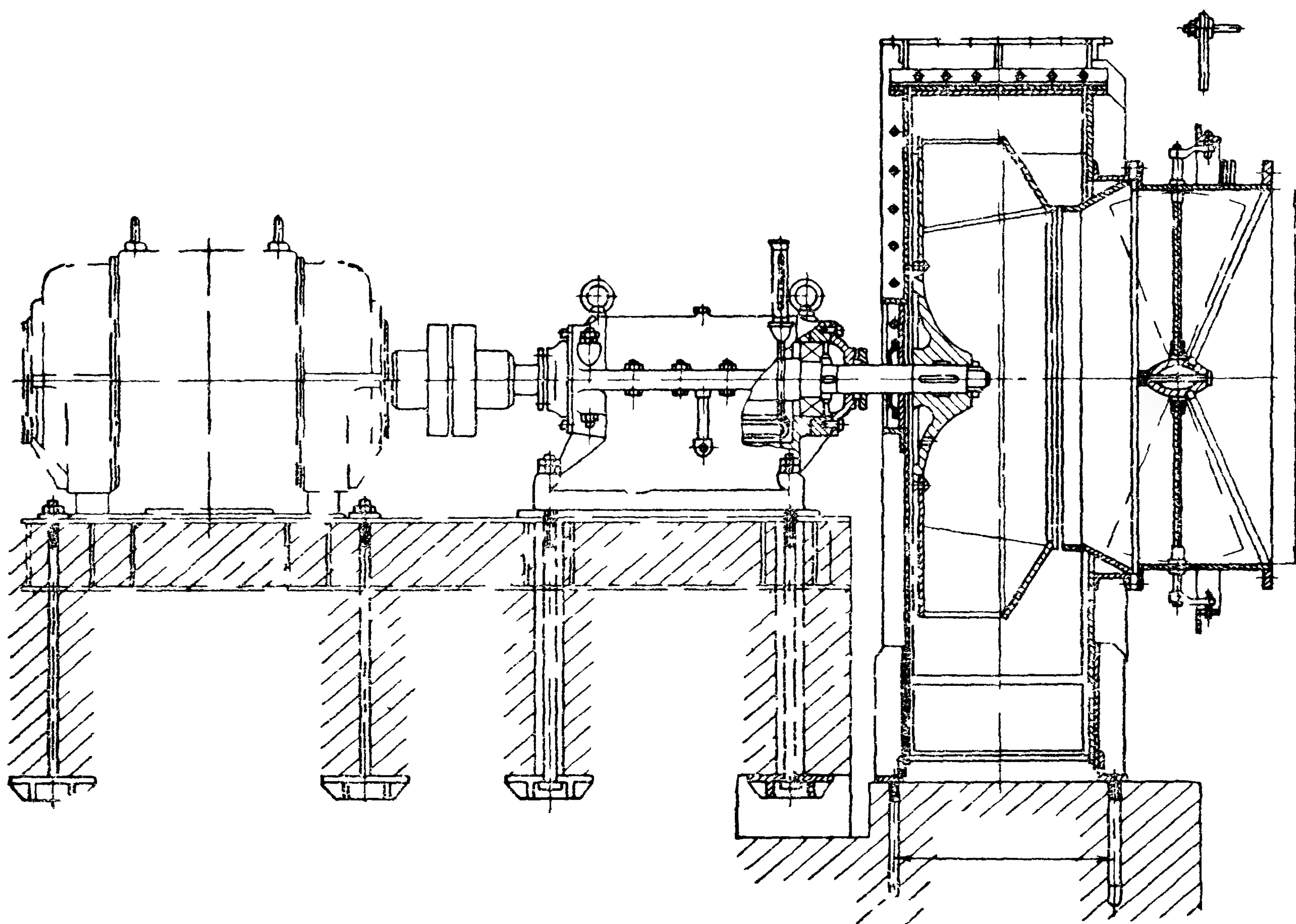


Рис 7 7 Дымосос Д-13,5
а) продольный разрез, б) вид со стороны входной воронки

штампованные из листовой стали, приварены к диску и кольцу. При изготовлении рабочего колеса производится только статическая балансировка ротора. Динамическая балансировка может производиться заказчиком после сборки машины. Улитка сварной конструкции из листовой стали. На образующей улитки (на задней стенке) имеются отъемные части, обеспечивающие легкий доступ к рабочему колесу во время ремонта. При такой конструкции рабочее колесо легко вынимается вместе с валом вбок без нарушения коммуникаций газопроводов.

Улитка крепится к фундаменту посредством опорных лап сварной конструкции, которые привариваются на месте в зависимости от угла установки напорного патрубка машины, и четырех анкерных болтов, заливаемых в бетон. Подшипники дымососа роликовые сферические, крепятся в чугунном литом корпусе, имеющем

горизонтальный разъем. В корпусе имеется значительная полость, заполненная маслом; в ней расположен змеевик, по которому циркулирует охлаждающая вода. Охлаждение масла обязательно только для дымососов; у вентиляторов применяется периодическое охлаждение по мере надобности. Корпус подшипника устанавливается вместе с двигателем на сварной опорной раме, которая заливается в бетон фундамента (опорная рама заводом не поставляется).

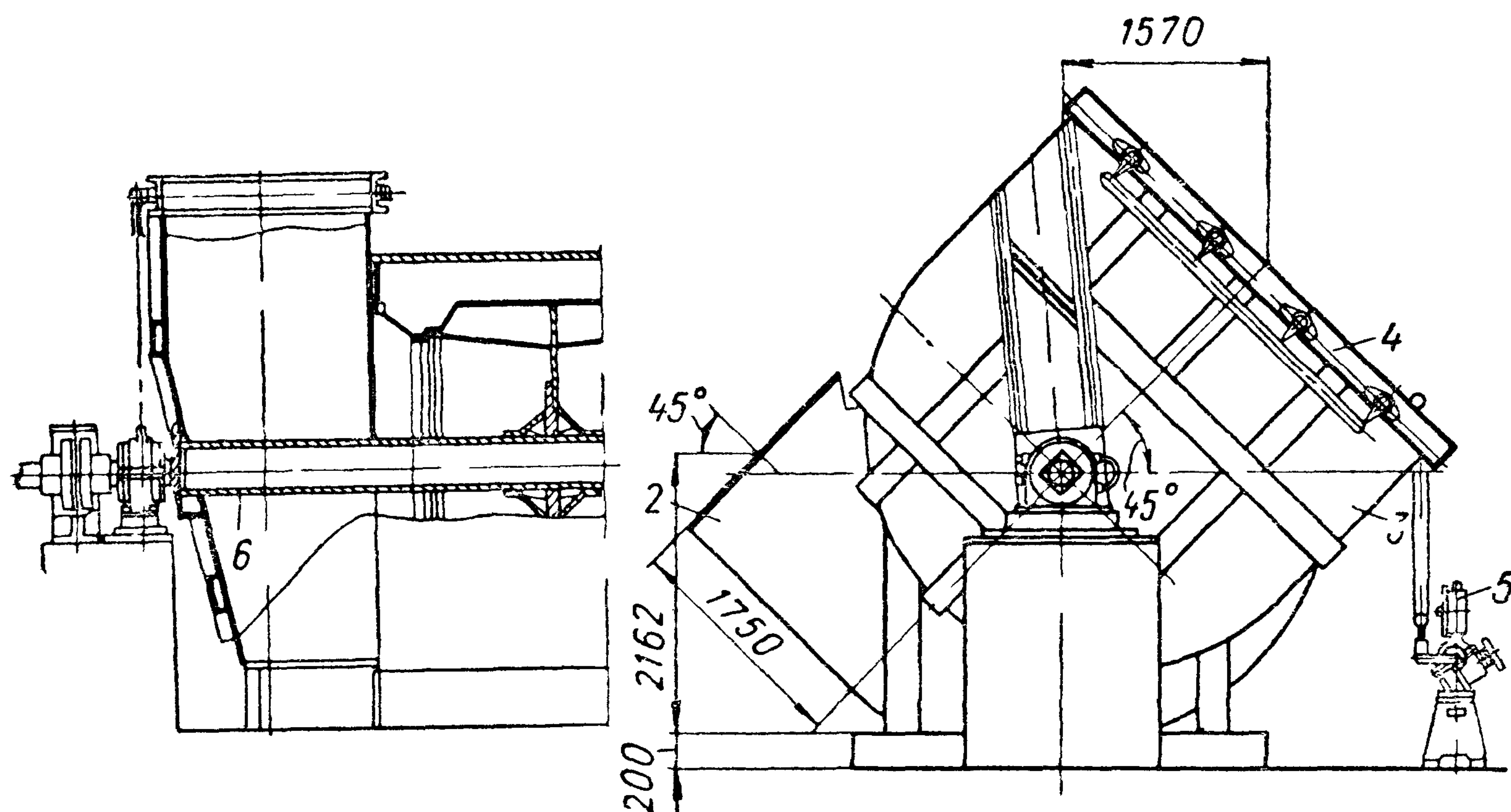


Рис 7 8 Дымосос Д-25×2Шу

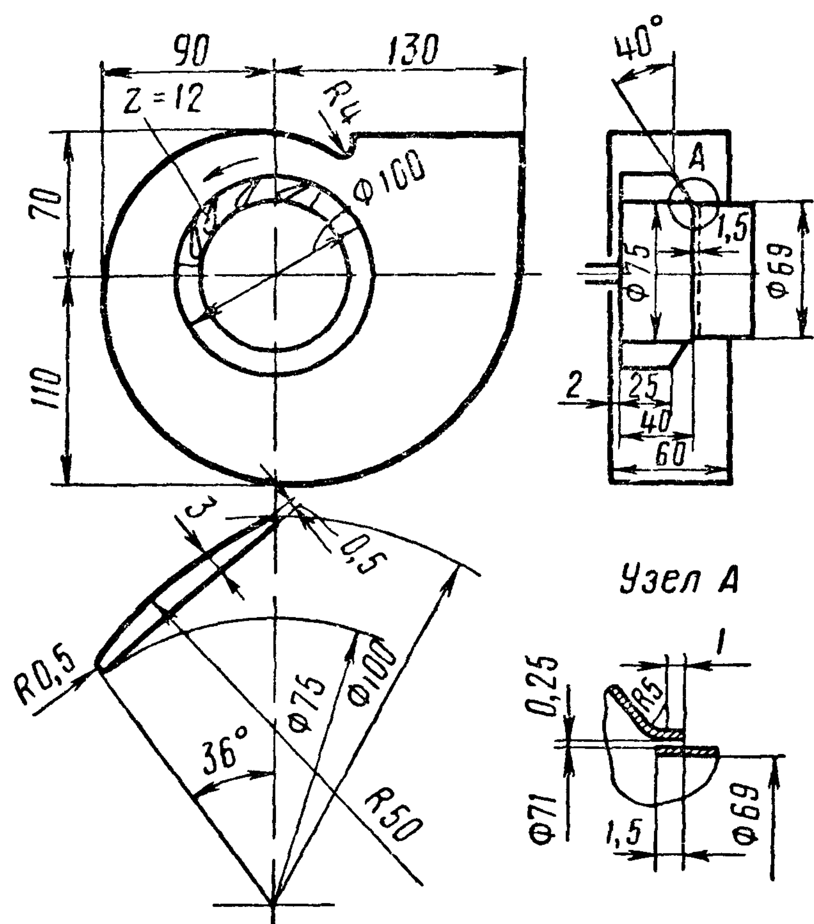
При переходе к дымососам и вентиляторам с большой подачей, предназначенным для обслуживания современных крупных парогенераторов, обнаружился существенный недостаток модели 0,7-37: машины получаются слишком больших размеров, так как величина коэффициента подачи (на расчетном режиме работы $\overline{V}=0{,}14$) слишком мала, что обусловлено применением узлового рабочего колеса и сравнительно малыми размерами спиральной камеры.

Отмеченный недостаток устранен в модели 0,8-37 (ЦКТИ). Аэродинамическая схема и безразмерные характеристики модели 0,8-37 показаны на рис. 7.6. Коэффициент подачи этой модели $\overline{V}=0{,}23$, т. е. вдвое больше, чем у модели 0,7-37, при том же значении максимального к. п. д. Увеличение отношения диаметров до 0,8 благоприятно сказалось на регулировочных характеристиках машины.

На основе модели 0,8-37 изготовляются дымососы Д-25×2Шу Подольским заводом им. Орджоникидзе. Они предназначены для парогенераторов производительностью 500 и 640 *т/ч*.

Конструкция дымососа Д-25×2Шу показана на рис. 7.8 [10]. При $n=490$ *об/мин* и подаче 200 *м³/сек* дымосос развивает давление около 3000 *н/м²* (температура газов 373° К); к. п. д. маши-

ны при этом 70%. Дымосос имеет двусторонний подвод газа, входные коробки с установленным в них упрощенным направляющим аппаратом. Отличительной особенностью конструкции дымососа (и других крупных машин) является применение сварной втулки, приваренной к валу, и сварного вала, основной частью которого служит толстостенная горячекатаная труба.



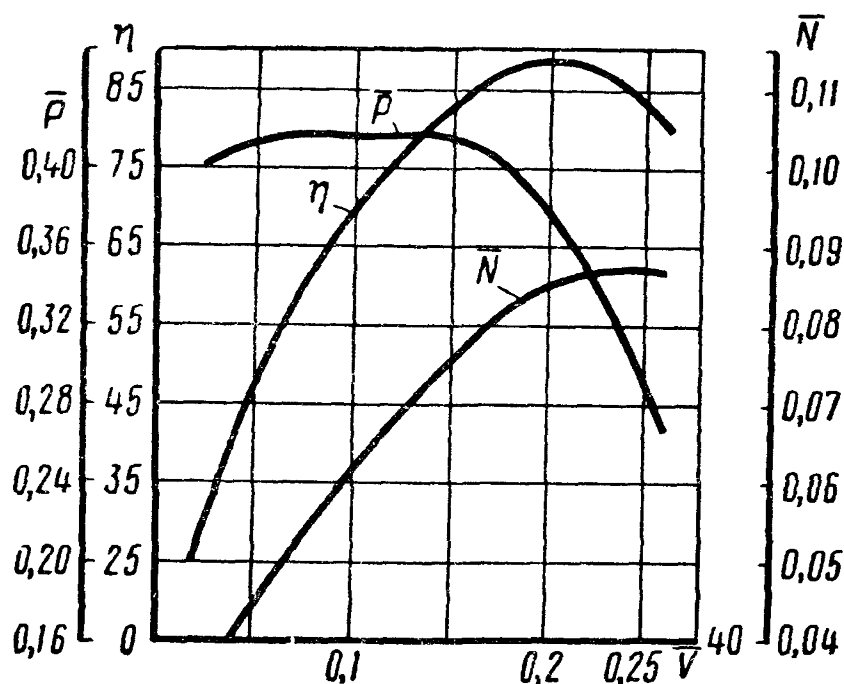


Рис. 7.9. Аэродинамическая схема и безразмерные характеристики модели вентилятора ЦКТИ 0,7-160-II

За последние годы разработано большое количество моделей центробежных вентиляторов с загнутыми назад профилированными рабочими лопастями, отличающихся высокой экономичностью и большим удельным числом оборотов. Одна из таких моделей — 0,7-160-II, разработанная в ЦКТИ, использована Барнаульским котельным заводом в серии машин для парогенераторов производительностью (20÷640) *т/ч*.

Аэродинамическая схема и характеристики модели 0,7-160-II представлены на рис. 7.9, *а*, *б*. Модель характеризуется отношением диаметров $1/m = 0{,}75$, поэтому правильнее назвать ее 0,75-160. Ширина рабочих лопастей на входе l_1 примерно вдвое больше той, которая соответствует постоянной скорости перед колесом (т. е. условию $c_1 = c_0$); к выходу ширина лопастей резко уменьшается. Число рабочих лопастей $z_р = 12$. Максимальный к. п. д. модели с открытым входом 87% при коэффициенте подачи $\bar{V} = 0{,}2$; удельное число оборотов $n_s = 14$ (в системе единиц MKS $n_s = 75 \div 80$). Увеличение n_s позволяет снизить диаметр рабочего колеса за счет увеличения числа оборотов. Снижение диаметра в машинах больших размеров целесообразно. Увеличение числа оборотов также полезно, поскольку двигатели с большим числом оборотов имеют меньший вес и размеры. Правда, габаритные размеры машины возрастают (за счет увеличенной спиральной камеры), а регулировочные характери-

стики ухудшаются. Поэтому наиболее перспективными для парогенераторов очень большой паропроизводительности следует считать осевые вентиляторы и дымососы.

Дутьевой вентилятор новой серии Барнаульского котельного завода (БКЗ) ВДН-24×2-II показан на рис. 7.10. При $n = 730$ *об/мин* на расчетном режиме подача вентиляторов 103 $м^3/сек$ и давление 3800 $н/м^2$, $\rho = 1{,}16$ $кг/м^3$. Прежде всего обращает на себя внимание двусторонний подвод воздуха, позволяющий уменьшить диаметр рабочего колеса и увеличить число

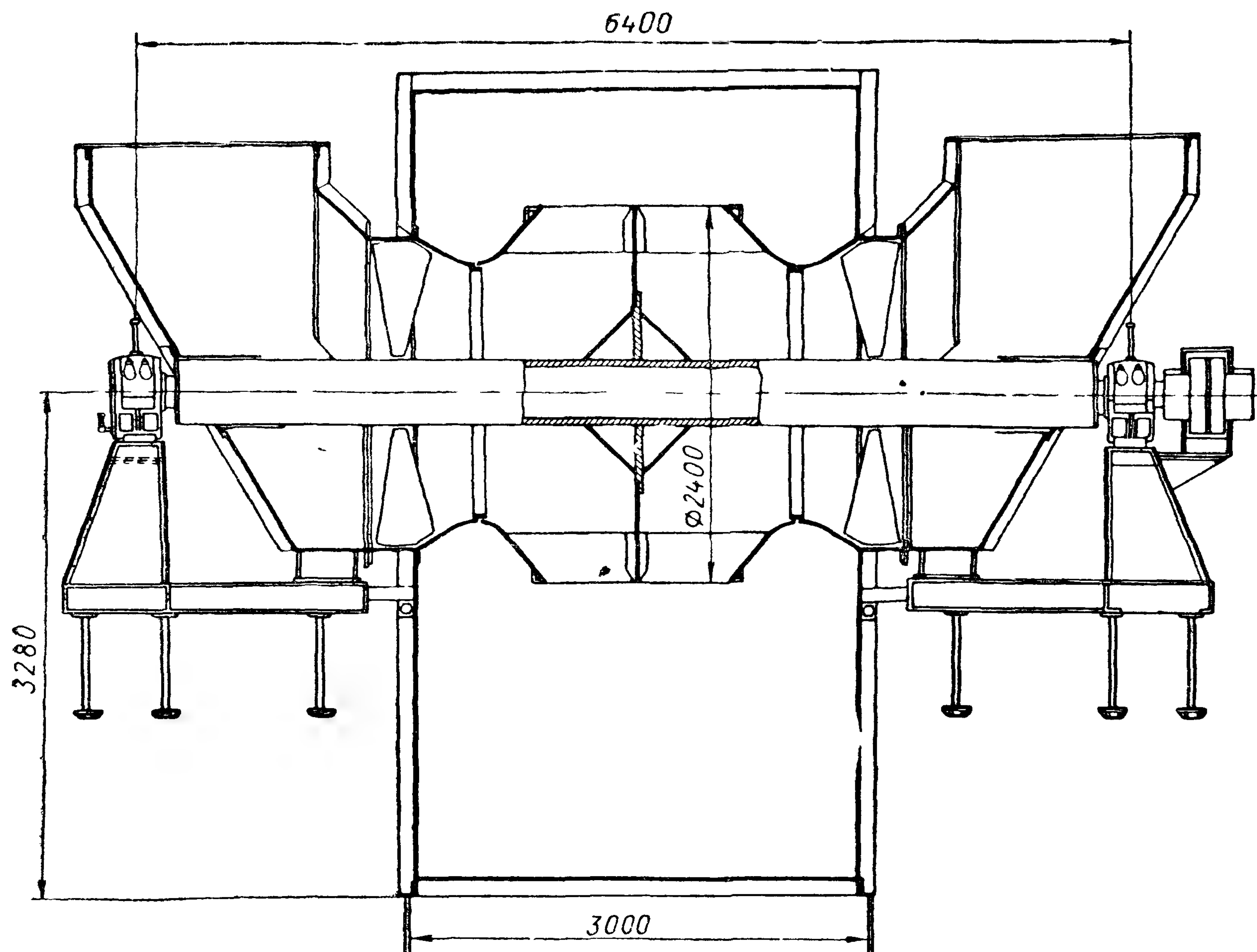


Рис. 7.10. Дутьевой вентилятор ВДН-24×2-II

оборотов, что, как уже отмечалось, целесообразно для машин больших размеров. Раньше дутьевые вентиляторы выполнялись исключительно с односторонним подводом. Другой особенностью вентилятора является применение осевого направляющего аппарата, что связано с требованиями высокой экономичности на частичных нагрузках. Раньше на применение осевого направляющего аппарата в машинах с двусторонним подводом шли неохотно ввиду заметного усложнения сборки и разборки машины. В дымососах по-прежнему оставлен упрощенный направляющий аппарат, поскольку в них приходится сравнительно часто заменять ротор. По-видимому, более целесообразно в дымососах переходить на направляющий аппарат Л. А. Рихтера. В остальном конструкция вентилятора ВДН-24×2-П аналогична конструкции крупных дымососов (сварной вал, диск и так далее).

Особое внимание в высокоэкономичных машинах с двусторонним подводом воздуха нужно уделять форме всасывающих карманов. Применение обычных карманов с поворотом на 90° оказывается совершенно недопустимым, поскольку вызывает снижение к. п. д. вентилятора на (10÷20) %. Как показали опыты Л. А. Рихтера (МЭИ), переход к карманам целесообразной формы позволяет уменьшить потери в них примерно в 10 раз без увеличения габаритных размеров [12]. Форма всасывающих карманов вентилятора ВДН-24×2-II близка к оптимальной (в рамках сварной конструкции). К рабочему колесу примыкает входная коническая

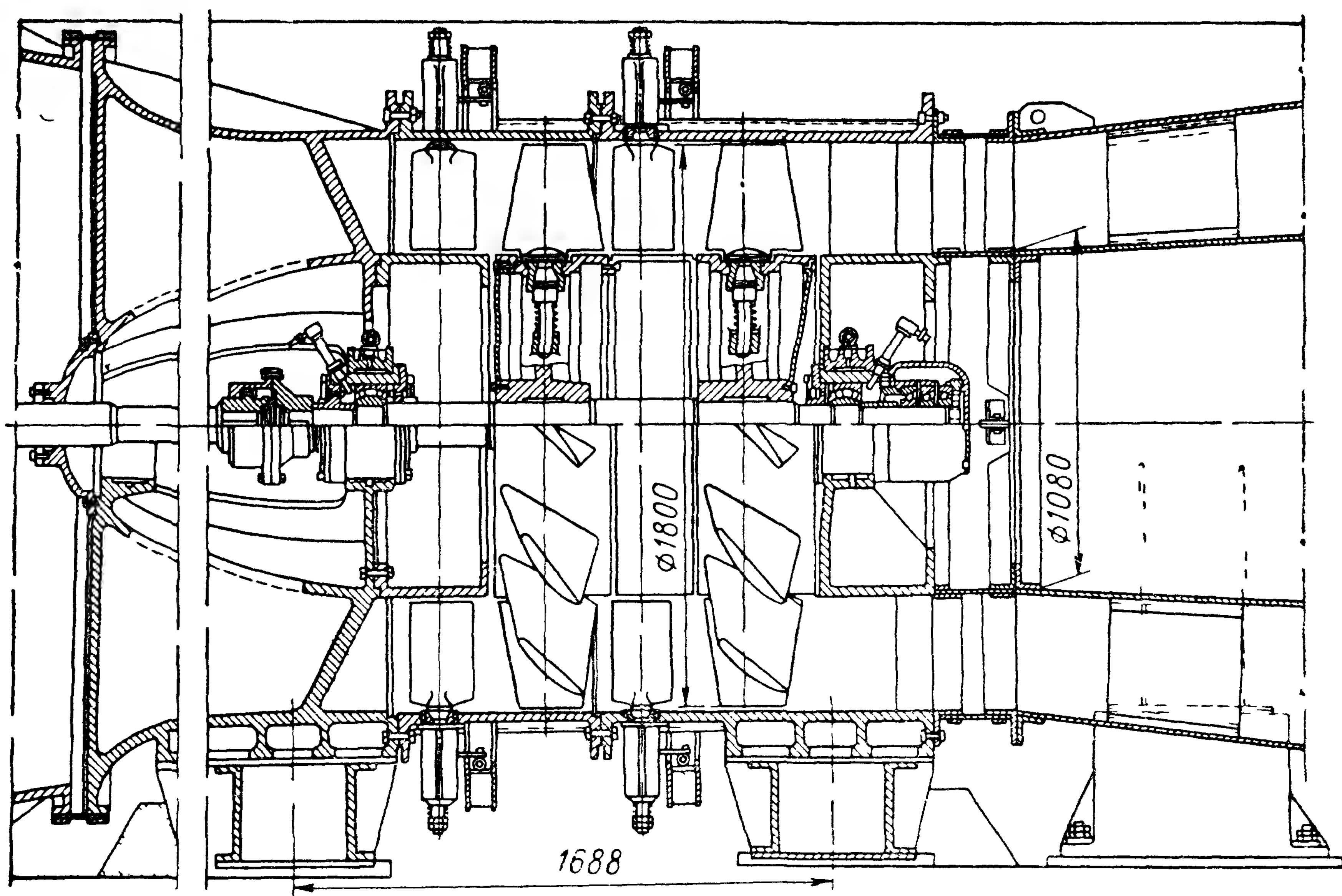


Рис 7 11 Осевой вентилятор ВОКД-1,8

воронка с углом конусности 30°. Далее расположен цилиндрический участок, где крепится осевой направляющий аппарат, а к нему примыкает косой патрубок цилиндрической формы, ось которого наклонена под углом 60°. Применение всасывающих карманов такой формы целесообразно не только с точки зрения уменьшения потерь, но также и потому, что позволяет уменьшить длину вала до 6,4 *м*.

Более подробные сведения о вентиляторах и дымососах мощных тепловых электрических станций можно найти в монографиях [12], [10].

Осевые вентиляторы. Осевые вентиляторы нашли широкое применение для проветривания угольных шахт и метро. Горловский завод выпускает осевые вентиляторы в двух модификациях — одноступенчатые и двухступенчатые на основе модели ЦАГИ К-0,6

с диаметром рабочего колеса до 3,6 *м*. К. п. д. их достигает 80%, подача доходит до 350 $м^3/сек$, а давление — до 4500 $н/м^2$.

Модель ЦАГИ К-0,6 характеризуется относительным диаметром втулки $\nu = 0{,}6$; рабочие лопасти профилированные, закрученные ($z_р = 12$); направляющие лопасти штампованные из листовой стали, постоянного профиля, незакрученные ($z_н = 11$).

На рис. 7.11 показан двуступенчатый осевой вентилятор Горловского завода ВОКД-1,8 с диаметром $d_в = 1{,}8$ *м*. Вал с двумя рабочими колесами вращается в роликовых подшипниках; осевое усилие воспринимается трехрядным шариковым подшипником.

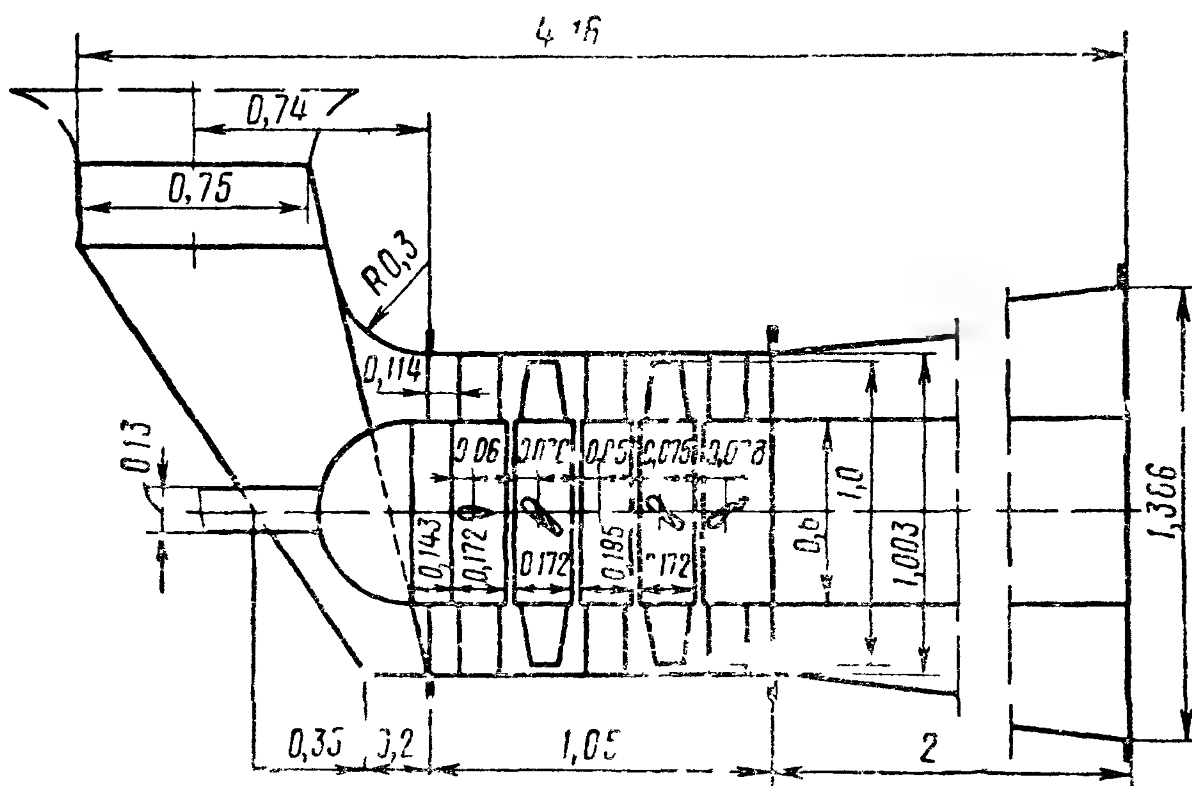


Рис. 7.12 Аэродинамическая схема вентилятора ЦАГИ К-42

Направляющие лопасти перед первым и вторым рабочими колесами поворотные с механизмами одновременного поворота лопастей. Корпус составной, с двумя вертикальными разъемами. Такая конструкция позволяет после удаления средней части получить одноступенчатую машину. Рабочие колеса соединяются цилиндрической обечайкой, образуя барабанную конструкцию. Барабан с обеих сторон закрыт крышками.

В ЦАГИ под руководством проф. К. А. Ушакова разработан двухступенчатый осевой вентилятор К-42 с непрофилированными рабочими и направляющими лопастями. Аэродинамическая схема вентилятора К-42 близка к схеме вентилятора К-0,6 (рис. 7.12). Несмотря на упрощенную форму лопастей, к. п. д. вентилятора достигает 80%.

Модель К-42 легка в основу разработанного БКЗ дымососа ДО-31,5, подающего 485 $м^3/сек$ при давлении 3700 $н/м^2$ для парогенератора на 950 *т/ч* (рис. 7 13). Подача дымососа регулируется поворотом направляющих лопастей первой и второй ступеней. Направляющие лопасти выполнены составными: передняя часть неподвижна, хвостовая (закрылок) поворачивается механизмом

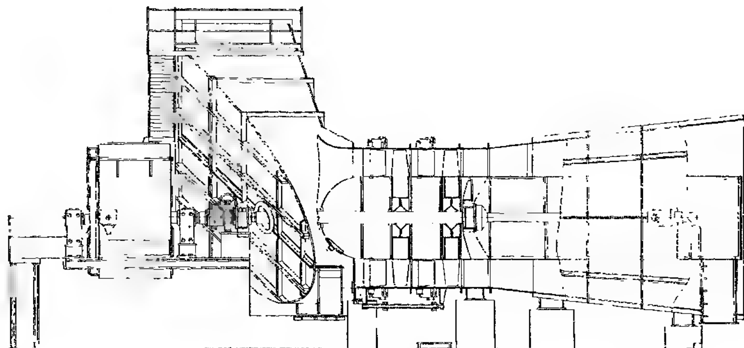


Рис 7 13 Осевой дымосос БКЗ ДО-31,5

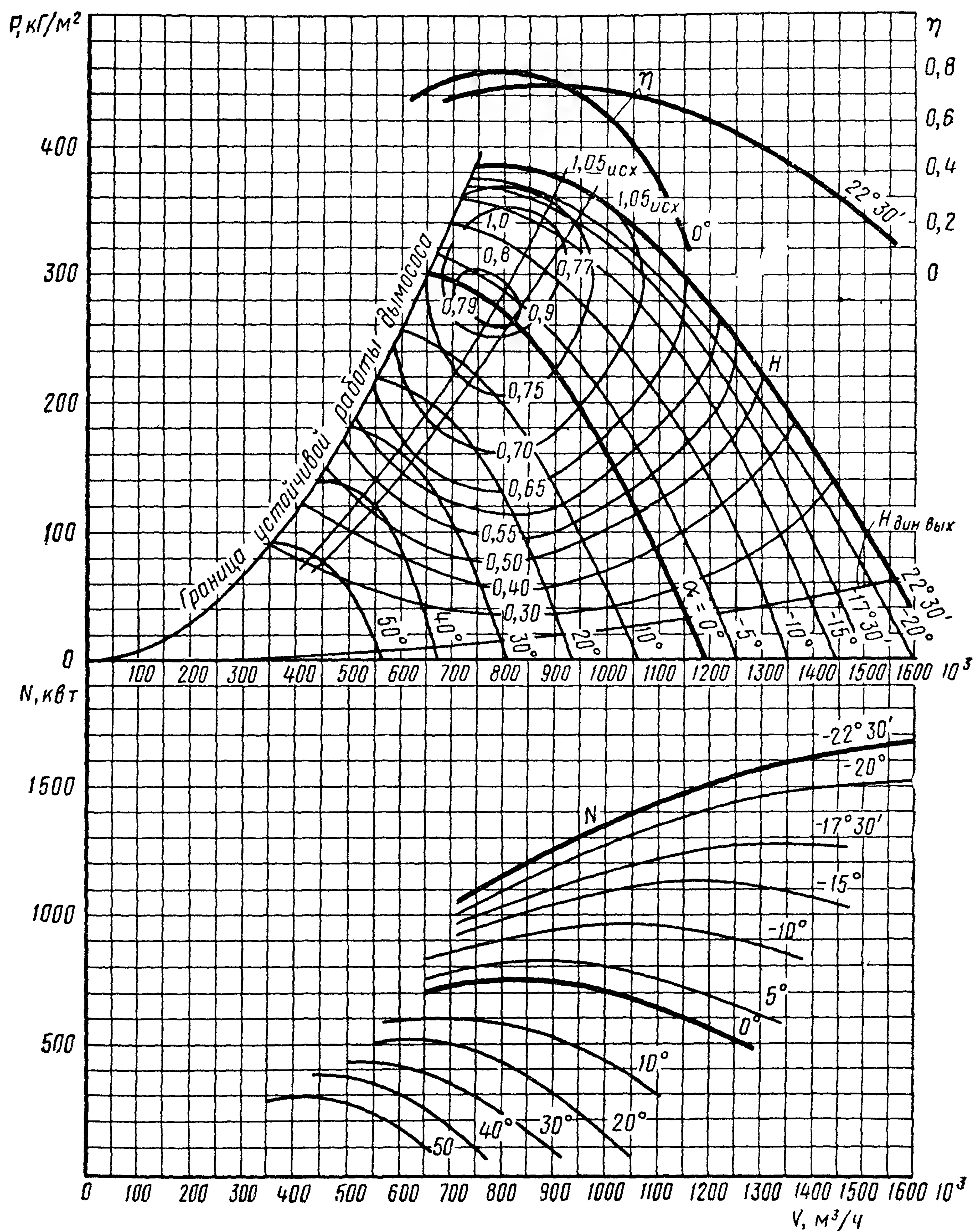


Рис. 7.14 Характеристики дымососа ДО-31,5 при n=490 *об/мин*; t=373° K

одновременного поворота всех лопастей. Закрылки поворачиваются как в сторону вращения ротора, так и в противоположную сторону. Характеристики дымососа (рис. 7.14) даны для различных углов установки закрылков, причем угол отсчитывается от нейтрального положения лопастей.

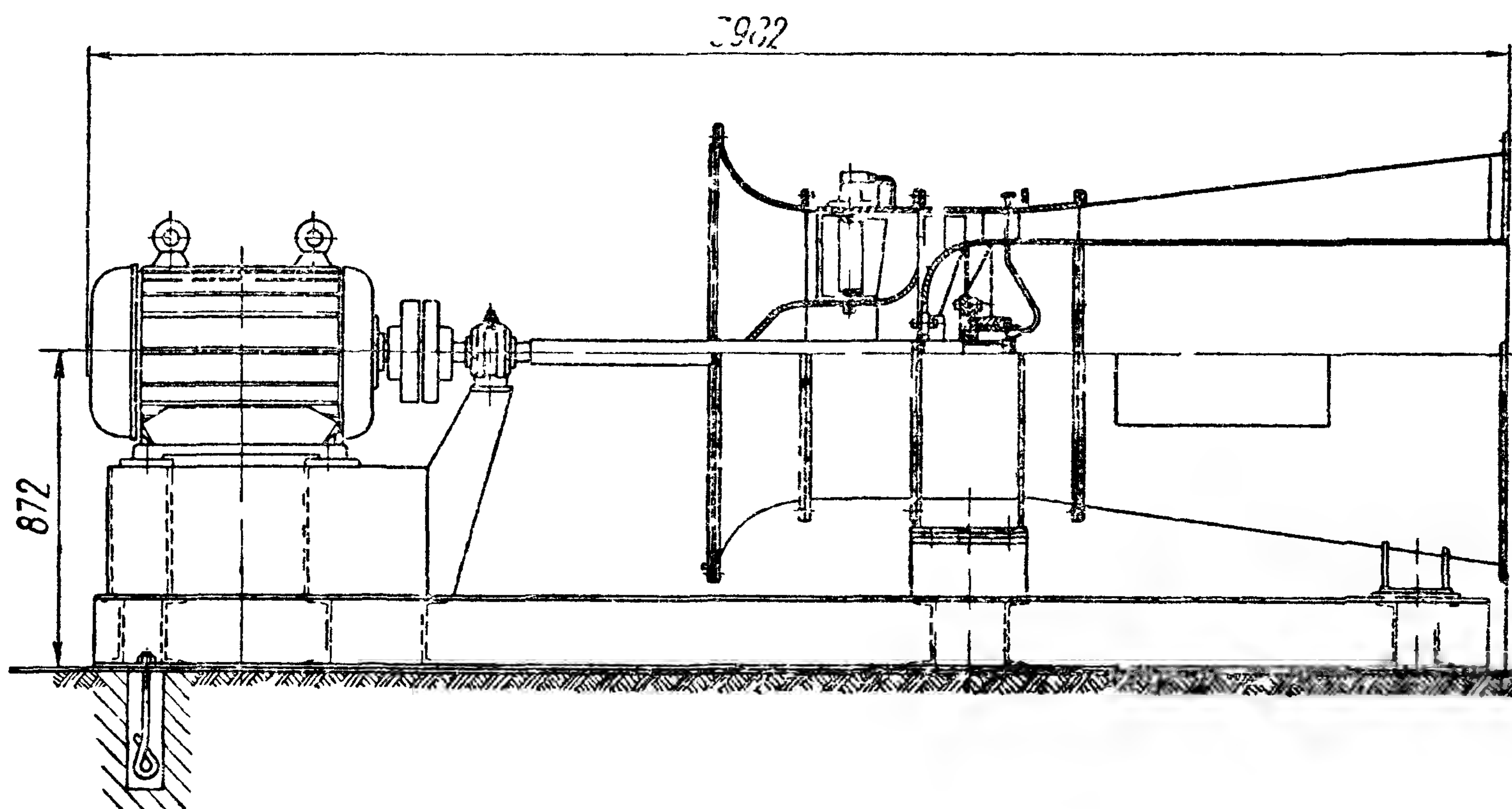


Рис. 7.15. Осевой дымосос фирмы «ЧКД — Дукла»

Интересная конструкция дутьевых вентиляторов и дымососов разработана чехословацкой фирмой «ЧКД — Дукла» (рис. 7.15). Обычным для этих дымососов является вертикальное расположение вала. С аэродинамической точки зрения интерес представляет меридиональное профилирование поточной части: направляющие лопасти значительно большей высоты, чем рабочие; за направляющими лопастями проходное сечение резко сужается. Осевая скорость увеличивается и в пределах рабочего колеса. Подобные вентиляторы принято называть вентиляторами с меридиональным ускорением. В них относительная скорость в рабочем колесе снижается ненамного, что позволяет увеличить угол поворота потока и, следовательно, напор машины. Максимальный к. п. д. дымососа равен 80%.

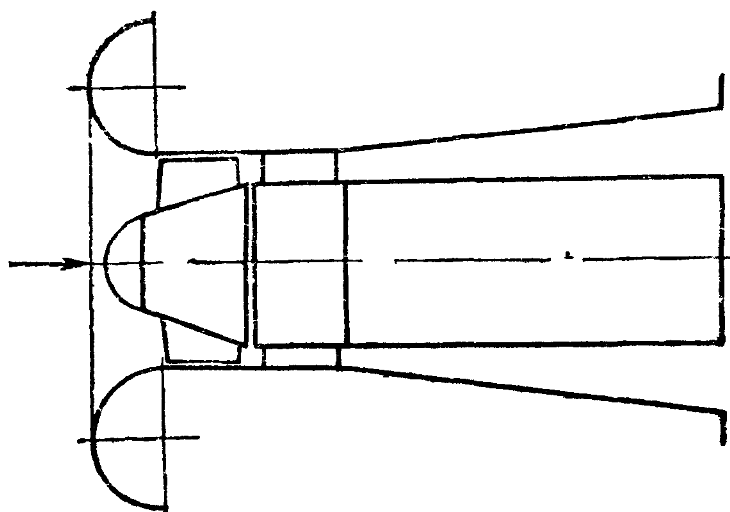


Рис. 7.16. Вентилятор Экка

Наиболее совершенным в аэродинамическом отношении из вентиляторов с меридиональным ускорением является вентилятор, разработанный Б. Экком (ФРГ). Втулка рабочего колеса (рис. 7.16) коническая; на входе $\nu_1 = d_{вт}/d_в \approx 0{,}5$; на выходе $\nu_2 = d_{2вт}/d_в = 0{,}7 \div 0{,}75$. Рабочее колесо необычно широкое, что позволило применить малое число рабочих лопастей ($z_р = 7$); ло-

пасти непрофилированные. Спрямляющие лопасти также широкие ($z_c=16$). Максимальный к. п. д. при диаметре рабочего колеса $d_в=450$ *мм* достигает 88%. Важно отметить, что коэффициент давления вентилятора также весьма высок: $\bar{P}=0,33$.

§ 7.5. Выбор насосов и вентиляторов по каталогам

Расчетные параметры работы. Машина должна выбираться так, чтобы обеспечить максимально длительную нагрузку парогенератора или другого обслуживаемого агрегата. Обозначим параметры, соответствующие максимально длительной нагрузке, через $V_{м.д}$, $H_{м.д}$, $N_{м.д}$.

Если применяемые *способы регулирования* допускают только *снижение подачи,* то выбираемая машина должна обладать наибольшей экономичностью при максимально длительной нагрузке. Именно такие способы регулирования применяются в большинстве установок с центробежными машинами (кроме насосов с паротурбинным приводом) и с осевыми насосами, у которых рабочие лопасти закреплены неподвижно. Установки такого типа отнесем *к первой группе.*

В ряде случаев *регулирование машин* позволяет *увеличивать подачу*, по сравнению с оптимальной величиной. В таких случаях машина должна обладать наибольшей экономичностью на том режиме, на котором она работает наибольшее время (экономический режим). Подача машины на экономическом режиме составляет 80—90% максимально длительной:

$$V_{эк}=(0,8\div0,9)\,V_{м.д}.$$

Напор, соответствующий экономическому режиму $H_{эк}$, в общем случае находят с помощью характеристики сети. Если характеристика сети — парабола, выходящая из начала координат, то

$$H_{эк}=H_{м.д}(V_{эк}/V_{м.д})^2.$$

Разумеется, нужно проверить возможность обеспечивать максимально длительную нагрузку с высоким, но не обязательно максимальным к. п. д.

К установкам *второй группы*, допускающим экономичное увеличение производительности, относятся машины с паротурбинным приводом или вообще с двигателем, позволяющим экономичное изменение числа оборотов, а также осевые насосы с поворотными (на ходу) рабочими лопастями и осевые вентиляторы с поворотными направляющими лопастями.

Итак, в установках первой группы машины выбираются на параметры $V_{м.д}$ и $H_{м.д}$, а в установках второй группы — на $V_{эк}$ и $H_{эк}$ с обязательной проверкой возможности обеспечить максимально длительную нагрузку.

Допускаемые при изготовлении машин неточности в размерах деталей и величине зазоров и, главное, возможная неточность определения необходимых параметров работы вынуждают выбирать машины с небольшим запасом по подаче и напору. Величина этого запаса регламентирована только для дутьевых вентиляторов и дымососов [23]: $k_v=1{,}05$; $k_н=1{,}1$. Примерно такой же запас можно рекомендовать для всех установок первой группы. В установках второй группы запас по подаче в большинстве случаев не нужен: небольшое увеличение подачи достижимо поворотом направляющих лопастей против вращения (или увеличением числа оборотов).

При выборе вентиляторов и дымососов необходимо учитывать зависимости развиваемого давления от плотности газа. Поскольку развиваемое машиной давление пропорционально плотности воздуха, то

$$P_к=P\rho_к/\rho,$$

где P — давление, которое машина должна развивать при плотности ρ; $P_к$ — давление, указанное на характеристиках машин в каталогах, приведенное к плотности $\rho_к$.

Суммируя все изложенное, получаем следующие формулы для определения параметров $V_к$ и $H_к(P_к)$, на которые необходимо выбирать машину по каталогу:

для машин первой группы $k_v=1{,}05$; $k_н=1{,}1$)

$$V_к=k_vV_{м.д};\ H_к=k_нH_{м.д};\ P_к=k_нP_{м.д}\rho_к/\rho;$$

для машин второй группы

$$V_к=V_{эк};\ H_к=H_{эк};\ P_к=P_{эк}\rho_к/\rho.$$

Запас по мощности принимают $k_N=1{,}1\div1{,}25$, причем меньшие цифры соответствуют большей мощности.

Для машин первой группы

$$N_к=k_Nk_Vk_н\frac{\rho V_{м.д}H_{м.д}}{1000\eta_{м.д}};$$

для машин второй группы

$$N_к=k_N\frac{\rho V_{м.}H_{м.д}}{1000\eta_{м.д}}.$$

Поля характеристик. В каталогах насосов и вентиляторов приводятся поля характеристик геометрически подобных машин, образующих нормальный ряд. Границы поля характеристик отделяют область, каждая точка которой характеризуется допустимым значением к. п. д. Поля характеристик насосов образуются за счет обточки рабочих колес и дросселирования, а дутьевых вентиляторов — за счет поворота направляющих лопастей.

Насосы общего назначения можно выбирать по каталогам [28], [29]. Кроме того, поля характеристик приведены (без указания допустимого снижения к. п. д.) в соответствующих стандартах (ГОСТ 7363—65; 10407—63, 8337—57; 600—64; 6812—58; 10272—62).

Вентиляторы общего назначения выбираются в соответствии с ГОСТ 10616—63, согласно которому допустимое снижение к. п. д. (по сравнению с максимальной его величиной) составляет

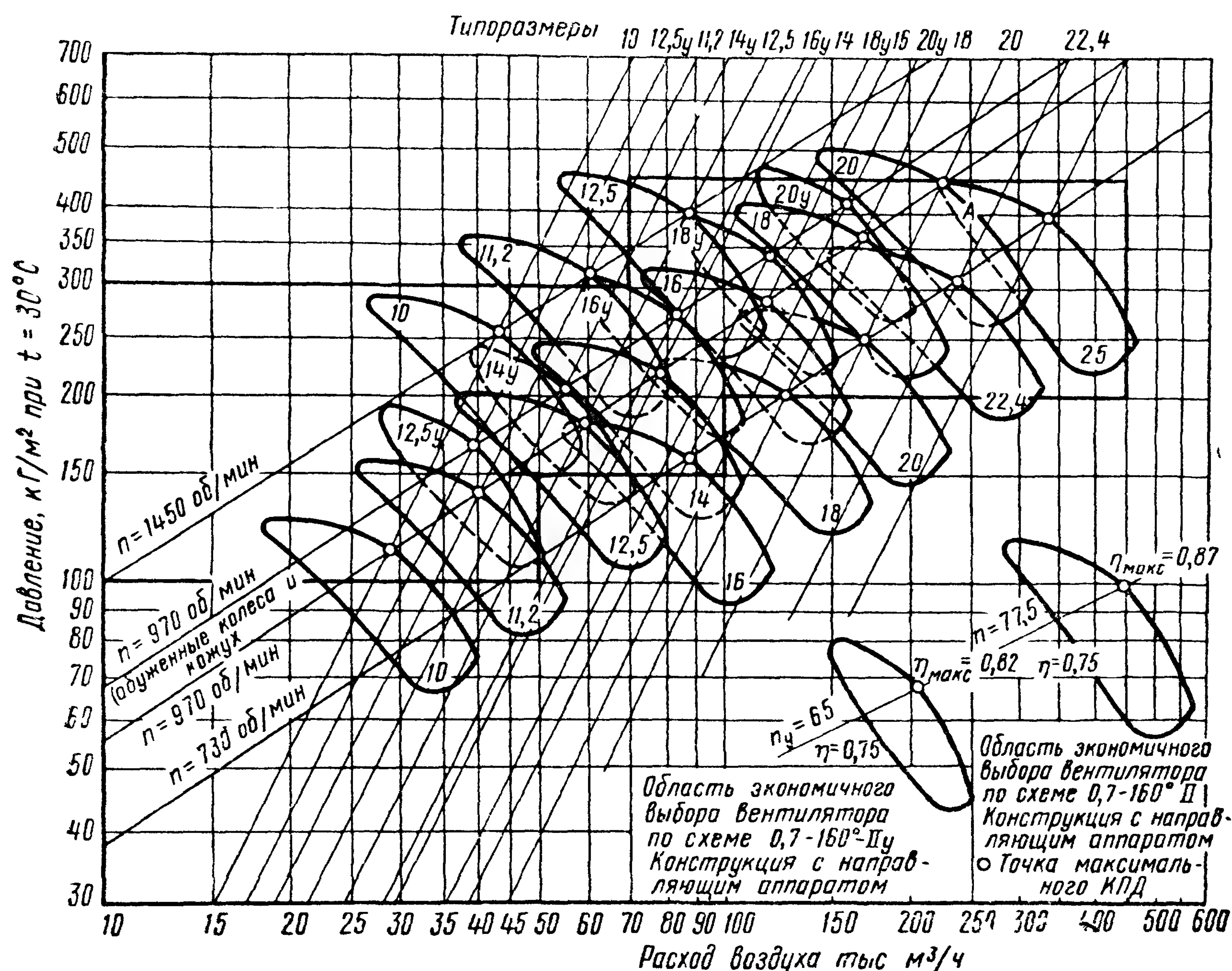


Рис. 7.17. Поля характеристик дутьевых вентиляторов для $\rho_к = 1{,}164$ *кг/м³*

10%. Другими словами, *поля характеристик вентиляторов строят так, чтобы на их границах к. п. д. был не менее 90% максимальной величины.* Сведения о вентиляторах общего назначения можно найти в [30].

Узаконенное стандартом допустимое снижение к. п. д. вентиляторов на 10% нельзя признать убедительным, по крайней мере, применительно к крупным дутьевым вентиляторам и дымососам. Без заметного удорожания машины можно обеспечить существенное увеличение полей характеристик (с высоким к. п. д. на границах) путем обточки рабочего колеса, изменения угла установки лопастей или применения лопастей другой формы (несколько комплектов лопастей для одного типоразмера машины). Подробнее этот вопрос рассмотрен в § 7.7.

В качестве примера на рис. 7.17 приведены поля характеристик дутьевых вентиляторов, построенные в логарифмических координатах. Цифры на полях указывают номер типоразмера; индекс «у» относится к машинам с узким рабочим колесом и максимальным к. п. д. (82%). Для удобства проведены линии равных чисел оборотов. Кружочками на полях показаны точки режима максимального к. п. д.; чем ближе выбранный режим работы к кружочку, тем выше к. п. д. вентилятора.

Методику выбора машины по каталогу легко уяснить из следующего примера.

Пример 7.1. Выбрать по каталогу дутьевой вентилятор на следующие условия работы: подача $V_{м.д}=61$ *м³/сек*; давление $P=3650$ *н/м²*; плотность воздуха $\rho=1{,}2$ *кг/м³*.

Поскольку вентилятор относится к первой группе, принимаем $k_v=1{,}05$; $k_н=1{,}1$ и назначаем $k_N=1{,}1$. Далее вычисляем:

$$V_к=k_vV_{м.д}=1{,}5\cdot61=64\ м^3/сек=230\ тыс.\ м^3/ч;$$

$$P_к=k_нP_{м.д}\rho_к/\rho=1{,}1\cdot3650\cdot1{,}164/1{,}2=3900\ н/м^2=400\ мм\ вод.\ ст.;$$

по каталогу $\rho_к=1{,}164$ *кг/м³*;
приняв предварительно $\eta_{м.д}=0{,}84$, получаем

$$N_к=\frac{k_Nk_vk_нV_{м.д}P_{м.д}}{1000\eta_{м.д}}=1{,}1\cdot1{,}05\cdot1{,}1\,\frac{61\cdot3650}{1000\cdot0{,}84}=340\ квт.$$

На полях характеристик (см. рис. 7.17) определяем точку A, соответствующую найденным параметрам $V_к$ и $P_к$. Она находится на полях двух вентиляторов: № 20 и № 25. Выбираем вентилятор № 20, так как требуемый режим работы весьма близок к режиму максимального к. п. д. вентилятора № 20. Кроме того, в этом случае обеспечивается экономичное регулирование при снижении нагрузки.

§ 7.6. Реконструкция центробежных насосов и вентиляторов

На некоторых тепловых электрических станциях установлены устаревшие вентиляторы и дымососы с низким к. п. д. Кроме того, иногда действительные параметры работы машины отличаются от требуемых. Если при этом вентилятор (и особенно его ходовая часть) находится в исправном состоянии, то вместо замены установленного вентилятора другим проще и дешевле его реконструировать силами самой станции.

Возможности *реконструкции насосной установки* сравнительно ограничены. В некоторых случаях необходимое изменение параметров работы можно достичь заменой двигателя с другим числом оборотов. Если число оборотов повышается, то на это необходимо согласие завода-изготовителя. Небольшое изменение параметров работы (уменьшение напора) достигается обточкой рабочего колеса по наружному диаметру. В насосах с незакрученными рабочими лопастями рабочее колесо обтачивается так, что диаметр концов лопастей остается постоянным вдоль выходной кромки ($d_2=\mathrm{const}$). Если же рабочие лопасти закрученные (двоякой кривизны), то целесообразный закон изменения диа-

метра d_2 вдоль выходной кромки устанавливается заводом-изготовителем. Определить необходимый диаметр расчетом с большой точностью невозможно, поскольку обточка колеса сопровождается некоторым снижением к. п. д. насоса (см. рис. 5.11). Ориентировочно можно принимать, что уменьшение диаметра d_2 на 10% вызывает снижение к. п. д. насоса на (3÷4) % (абсолютных) в области расчетных режимов работы. При определении диаметра следует воспользоваться уравнением Эйлера, приведя его к виду

$$\frac{H'}{H}=\left(\frac{d_2'}{d_2}\right)^2\frac{\eta_h'}{\eta_h}\cdot\frac{1-(c_{2r}/u_2)'\operatorname{ctg}\beta_2}{1-c_{2r}/u_2\operatorname{ctg}\beta_2}.$$

Значения β_2, β_2' и отношения c_{2r}/u_2 и $(c_{2r}/u_2)'$ находятся на основании поверочных расчетов.

Если известна величина коэффициента напора $\overline{H}'_{\min}$ (или напора $H_{\min}$) для диаметра $d'_{2\min}$, то в интервале диаметров $d_2 \div d_2'$ изменение коэффициента напора (или напора) можно принимать по линейному закону при условии, однако, что $d'_{2\min}/d_2 \geqslant 0{,}9$:

$$\overline{H}'\approx\overline{H}-\frac{d_2-d_2'}{d_2-d'_{2\min}}(\overline{H}-\overline{H}'_{\min}). \qquad (7.1)$$

Опыт подтверждает линейную зависимость напора от диаметра. Об этом, в частности, свидетельствуют опыты по обточке рабочего колеса модели 0,8-37, выполненные на Подольском котельном заводе.

Реконструкцию вентиляторов и дымососов можно проводить как путем обточки рабочего колеса, так и: а) изменением числа рабочих лопастей; б) изменением угла установки лопастей; в) заменой рабочих лопастей другими, с измененными углами входных и выходных кромок лопастей.

1. Изменение числа рабочих лопастей или угла их установки целесообразно в тех случаях, когда одновременно с изменением давления нужно изменить также подачу машины (и в ту же сторону). Дело в том, что в обоих случаях режим максимального к. п. д. при снижении давления сдвигается в область меньших расходов. Рассмотрим этот вопрос подробнее. Примем приближенно, что характеристика рабочего колеса пологая, так что уменьшение расхода на (10÷15) %, по сравнению с оптимальной величиной, не сказывается на величине к. п. д. рабочего колеса. Принятое упрощение обычно близко к действительности. В то же время характеристика спиральной камеры весьма крутая. В таких условиях уменьшение скорости c_2 на выходе из рабочего колеса вследствие уменьшения числа рабочих лопастей или их поворота должно повлечь пропорциональное уменьшение средней скорости в спиральной камере, чтобы отношение c_a/c_2 осталось оптимальным. Но так как скорость c_a пропорциональна расходу, то и

скорость c_2, и ее окружная проекция c_{2u} также пропорциональны расходу (на режиме максимального к. п. д.):

$$c'_{2u}/c_{2u}=H'_т/H_т=V'/V.$$

Пренебрегая изменением к. п. д., приближенно можно принять, что на режиме максимального к. п. д. расход пропорционален напору [31].

Разумеется, в общем случае замена рабочих лопастей позволяет обеспечить оптимальный угол атаки и может оказаться наиболее рациональным способом изменения параметров работы.

Уменьшение числа рабочих лопастей целесообразно только в тех случаях, когда исходное число лопастей машины достаточно велико. К таким машинам, в частности, относятся все вентиляторы и дымососы, при выполнении которых использована модель 0,7-37 ($z_р=32$). Количественно оценить влияние числа рабочих лопастей на величину развиваемого давления трудно, так как изменяется к. п. д.; обычно с уменьшением числа рабочих лопастей к. п. д. несколько снижается, если исходное число лопастей близко к оптимальному.

Изменение угла установки рабочих лопастей особенно имеет смысл на заводе-изготовителе, поскольку это позволяет обеспечить высокий к. п. д. машины в сравнительно широком диапазоне изменения напоров.

В некоторых случаях, когда необходимо уменьшить подачу при сохранении давления, можно рекомендовать уменьшение ширины рабочего колеса с одновременным уменьшением размеров спиральной камеры. Площадь проходного сечения спиральной камеры должна уменьшаться пропорционально изменению расхода. Сложнее изменить ширину рабочего колеса, так как вследствие несовершенства меридиональных обводов рабочего колеса коэффициент заполнения сечения рабочего колеса μ_v заметно меньше единицы и с уменьшением l_2 — ширины рабочего колеса — величина μ_v также уменьшается. Приближенно можно принять, что величина вихревой зоны остается неизменной, и исходя из этого условия определять μ_v' при уменьшении ширины колеса до l_2'. Увеличение доли потерь в вихревой зоне рабочего колеса вызывает снижение к. п. д. вентилятора при уменьшении ширины рабочего колеса l_2. Согласно опытам, уменьшение ширины лопастей вдвое вызывает снижение к. п. д. на (3÷4) % (абсолютных). Следует подчеркнуть, что необходимым условием сохранения достаточно высокого к. п. д. при уменьшении ширины рабочего колеса является соответствующее изменение ширины спиральной камеры.

На некоторых тепловых электростанциях до сих пор работают вентиляторы и дымососы старых выпусков с к. п. д. не более (60÷65) %. Типичные недостатки этих машин — малые входные углы рабочих лопастей $\beta_{1р}$; малая ширина лопастей l_1; слишком большие размеры спиральной камеры — легко устраняются. Поверочные расчеты и сопоставление с аэродинамическими схемами

близких по типу машин позволяют обнаружить недостатки и за счет их устранения поднять к. п. д. машин на (5÷10) %.

Некоторые вопросы реконструкции вентиляторов и дымососов рассмотрены в [32].

Пример 7.2. Определить, насколько необходимо обточить рабочее колесо насоса 4К-8, чтобы при подаче $V=0{,}025$ *м³/сек* напор насоса уменьшился до $H'=45$ *м*

По [28] находим, что подаче насоса $V=0{,}025$ *м³/сек* соответствует напор $H=53$ *м*, а уменьшение диаметра рабочего колеса с $d_2=0{,}218$ *м* до $d'_{2\min}=0{,}200$ *м* вызывает снижение напора до $H'_{\min}=42{,}5$ *м*. Необходимый диаметр d_2' находим по (7.1)

$$d_2' = d_2 - \frac{(H-H')}{H-H'_{min}}\left(d_2 - d'_{2\min}\right);$$

$$d_2' = 0{,}218 - \frac{53-45}{53-42{,}5}\,(0{,}218 - 0{,}200) \approx 0{,}214 \text{ м}.$$

Глава восьмая

ИСПЫТАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ НАСОСОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ

§ 8.1. Испытания насосов и вентиляторов

Характеристики насосов и вентиляторов определяются в результате испытаний. В зависимости от условий проведения различают лабораторные и промышленные испытания.

Лабораторные испытания, которым подвергаются насосы и вентиляторы небольших размеров и модели крупных машин, не только являются средством получения характеристик, но и служат необходимым этапом в процессе «доводки» модели до высокой степени аэродинамического совершенства и обеспечения требуемых параметров работы. При проведении лабораторных испытаний создаются условия, позволяющие определить характеристики машины с максимально возможной точностью. Для насосов возникает дополнительная задача — определить кавитационные характеристики, что в промышленных условиях далеко не всегда возможно.

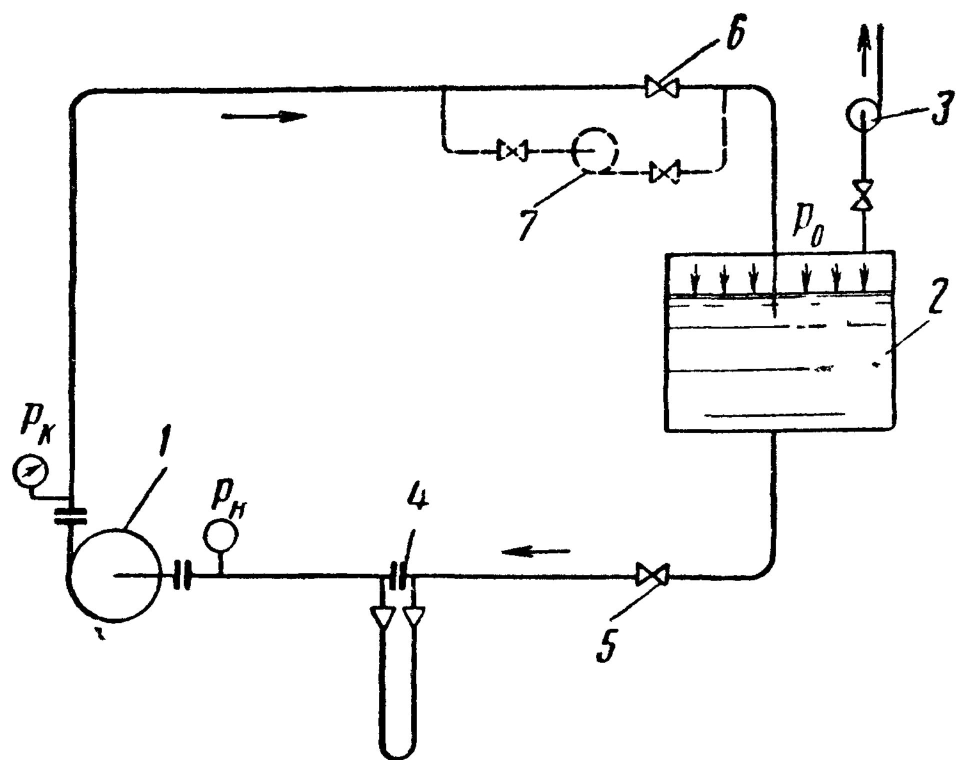


Рис. 8.1. Схема испытания насоса

Схема испытания насосов, позволяющая определять как рабочие, так и кавитационные характеристики машин (рис. 8.1),

представляет замкнутый контур, включающий кроме насоса 1 бак 2 с компрессором (вакуум-насосом) 3, устройство для измерения расхода жидкости (расходомер) 4 и задвижки на всасывающей и напорной сторонах, расположенные далеко от насоса, что позволяет определять давления $p_н$ и $p_к$ с высокой точностью. Кроме того, расходомер включен в прямолинейный участок достаточной длины (не менее 15 диаметров от задвижки до насоса), что также способствует определению расхода с высокой точностью.

Рабочие характеристики насоса снимаются при выключенном компрессоре. Режим работы насоса изменяется задвижкой 5 на напорной стороне. Иногда последовательно с испытываемым насосом включают дополнительный насос 7, позволяющий преодолевать (частично или даже полностью) сопротивление сети; задвижка 6 в этом случае закрывается. Включение дополнительного насоса позволяет снять в случае необходимости участок характеристики в области больших подач вплоть до максимальной подачи, при которой напор обращается в нуль.

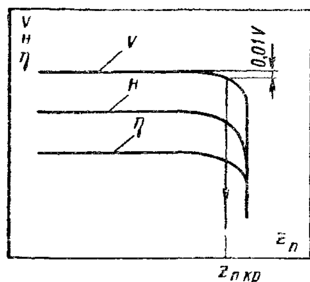


Рис. 8.2. Срывные характеристики насосов

Для определения кавитационных характеристик насоса включается компрессор 3, позволяющий уменьшать давление p_0 в резервуаре 2 (и тем самым $p_п$). Таким образом, компрессор позволяет изменять располагаемый напор и полную высоту всасывания. Каждому положению задвижек 5 и 6 соответствует вполне определенный режим работы насоса и, следовательно, определенные параметры V, H, N и η. Изменение давления в резервуаре не нарушает режима и параметров работы до тех пор, пока не наступит явление кавитации.

Испытания на кавитацию производят следующим образом. Устанавливают определенное положение задвижек 5 и 6 и находят параметры работы насоса при постепенном уменьшении давления p_0. По данным испытаний строят так называемые срывные характеристики, представленные на рис. 8.2. По оси абсцисс откладывают полную высоту всасывания $z_п$, а по оси ординат — V, H, N и η. Уменьшение $z_п$ вначале не приводит к изменению параметров работы; все линии — прямые, параллельные оси абсцисс. Дальнейшее снижение $z_п$ приводит к возникновению кавитации, что, как уже указывалось, вызывает снижение напора и других характеристик. Поскольку вначале параметры снижаются плавно, то точно установить момент начала кавитации не удается. Условно определяют границу кавитации по тому значению

$z_п$, при котором подача насоса падает на 1%. Соответствующий режим называют критическим, а полную высоту всасывания — критической высотой $z_{п.кр}$. Подобные испытания производят для нескольких режимов работы насоса и в итоге находят зависимость кригической высоты всасывания $z_{п.кр}$ от подачи V.

Схемы испытания вентиляторов разнообразны. В простейшем случае установка состоит из длинного воздухопровода с дросселем, расходомером и вентилятором, который может быть расположен на любом участке воздухопровода. Длина воздухопровода должна быть весьма большой, чтобы, во-первых, исключить влияние дросселя на картину течения в вентиляторе и, во-вторых, обеспечить достаточно точное определение расхода воздуха. Поэтому предпочитают схемы испытаний вентиляторов со специальными камерами большого проходного сечения. Примером может служить схема ОРГРЭС, представленная на рис. 8.3 [11]. Воздух поступает в коллектор *1* с плавными обводами и цилиндрическим участком *2*, служащий для измерения расхода (штуцер *3*) и соединенный с воздухопроводом, в котором расположен дроссель *4*. Далее воздух проходит камеру с двумя успокоительными сетками *5*, а оттуда через короткий соединительный патрубок — в вентилятор *6*. Из вентилятора воздух выбрасывается в помещение. Схема установки с камерой не только сокращает длину установки, но и обеспечивает наиболее точное определение статического давления (штуцер *7*), измеряемого в камере, где скорость движения воздуха пренебрежимо мала и, следовательно, влияние ее на статическое давление также ничтожно.

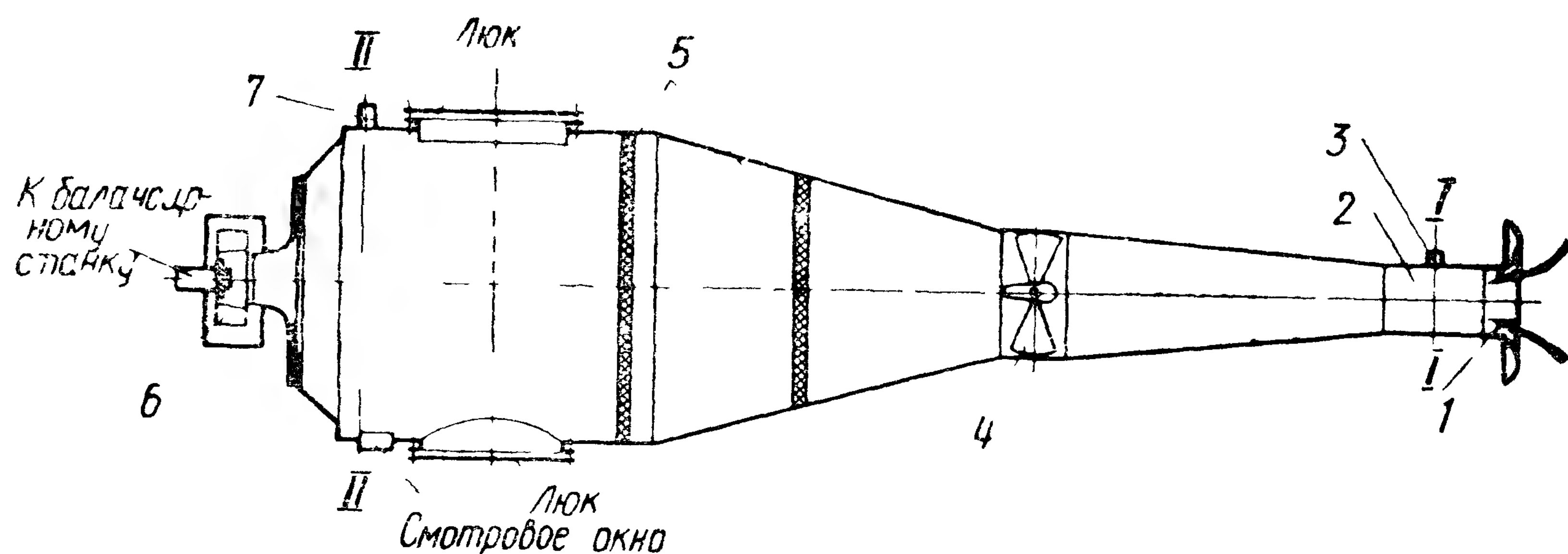


Рис 8.3. Схема установки ОРГРЭС для испытаний моделей вентиляторов и дымососов

По поводу рассмотренной весьма распространенной схемы испытаний необходимо сделать одно замечание. Опыты показывают, что выравнивание потока за вентилятором сопровождается увеличением статического давления, поэтому на выходе из вентилятора целесообразно установить небольшой напорный патрубок. Если патрубок отсутствует, то при испытаниях получают несколько заниженное значение напора.

Статическое давление измеряют в зависимости от его величины пружинным манометром, U-образной трубкой (заполненной ртутью или водой) или микроманометром. Во избежание ошибок при измерении давления ось отверстия должна быть перпендикулярна стенке (рис. 8.4, *а*). Стенку вблизи отверстия после сверления следует зачистить, чтобы отсутствовали выступающие края, а диаметр отверстия d должен быть возможно малым; исключение составляют лишь случаи, когда возможно

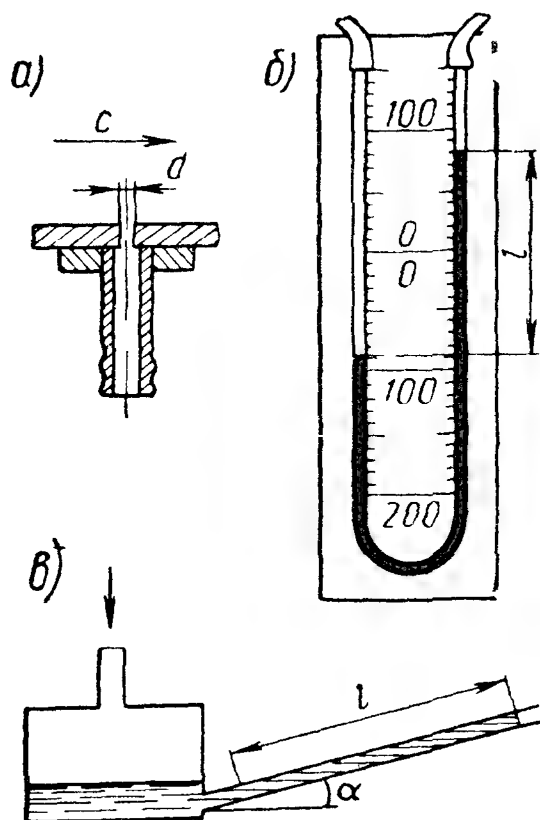


Рис 8.4 К измерению статического давления

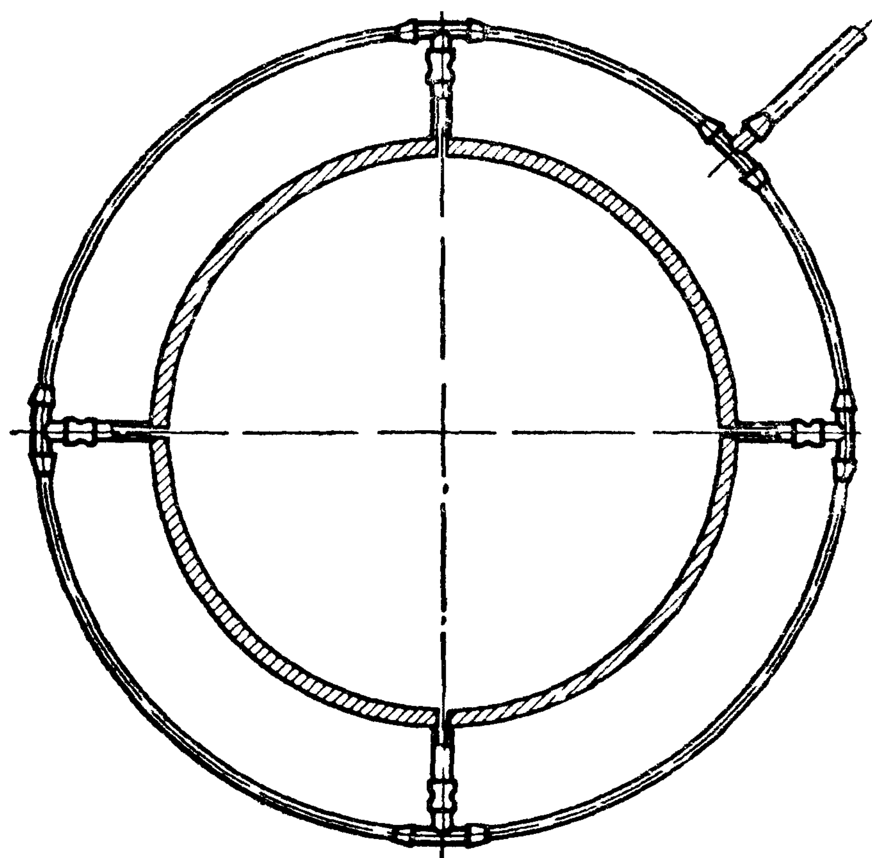


Рис. 8.5. Измерение статического давления при малой неравномерности распределения давления по сечению

забивание отверстий угольной пылью или золой. Если диаметр отверстия не превышает (0,5÷1) *мм*, то ошибка при определении $H_{ст}$ — не более 1% динамического давления (в сторону уменьшения давления).

Простейший манометр в виде U-образной трубки и схема микроманометра показаны на рис. 8.4, *б*, *в*. Микроманометры применяются при измерении малых давлений (ниже 100 *мм* вод. ст. — 1000 *н/м*²). Если показания микроманометра обозначить l [*мм*] (рис. 8.4, *в*), то давление

$$P = \rho_{пр} g l \sin \alpha \quad [н/м^2],$$

где $g = 9{,}8$ *м/сек*² — ускорение силы тяжести; $\rho_{пр}$ — приведенная плотность жидкости в микроманометре:

$$\rho_{пр} = \rho_д - \rho,$$

$\rho_д$ — плотность жидкости в микроманометре (или дифманометре): ρ — плотность рабочей среды.

Практически при испытаниях на воздухе можно принимать $\rho_{пр} \approx \rho_д$.

Статическое давление в трубопроводах нужно измерять с учетом возможной неравномерности распределения давления по сечению, которая может оказаться заметной вблизи поворотного участка, дросселя и особенно в напорных патрубках центробежных машин. Если неравномерность распределения давления по сечению невелика (например, не более 10%), то для определения среднего давления сверлят несколько равномерно распределенных по периметру трубы отверстий и соединяют штуцеры кольцевой трубкой с выводом к одному манометру (рис. 8.5).

Измерение давления в сечении с большой степенью неравномерности всегда связано с заметной погрешностью, поэтому его по возможности нужно избегать. Практическая необходимость в таких измерениях возникает при промышленном испытании машин. В этом случае необходимо измерить давление в 6—8 точках по окружности и найти среднюю величину расчетным путем.

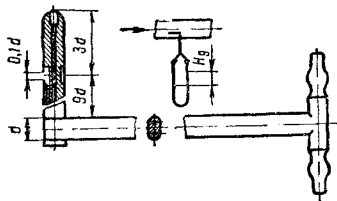


Рис 8.6 Трубка Прандтля

Измерение расхода. Наибольшие трудности в лабораторных испытаниях связаны с измерением расхода. При испытаниях насосов с малой подачей целесообразно использовать тарированные мерные баки, обеспечивающие наиболее точное его измерение. Из других способов определения расхода практическое применение нашли следующие четыре, одинаково пригодные при испытаниях и насосов, и вентиляторов: 1) острая диафрагма или мерное сопло; 2) трубка Прандтля; 3) входной коллектор; 4) интегральные трубки полного напора (упрощенный способ измерения расхода).

Установка *острой диафрагмы* или мерного сопла возможна в тех случаях, когда имеется прямолинейный трубопровод круглого сечения значительной длины (10÷15 диаметров трубопровода). Подробные сведения об этом способе измерения расхода можно найти в [33], [34].

Применение *трубки Прандтля* целесообразно при отсутствии прямолинейных участков трубопроводов достаточной длины, а также в случае воздухопроводов прямоугольного сечения. Схема и размеры стандартной трубки Прандтля представлены на рис. 8.6. Центральное отверстие трубки, направленное навстречу потоку, измеряет полное давление, а боковые отверстия — статическое. Следовательно, если соединить оба отверстия с дифманометром, то он измерит динамическое давление. Практически, однако, неточности изготовления трубки Прандтля вызывают небольшое искажение давления. Динамическое давление определяется по формуле

$$P_{д} = k_{р} \rho_{пр} g l \, 10^{-3} \ [н/м^2], \qquad (8.1)$$

где $k_{р}$ — поправочный множитель, учитывающий неточность изготовления трубки и определяемый опытным путем; обычно $k_{р}$ отличается от теоретического значения ($k_{р}=1$) не более чем на 2%.

По динамическому давлению легко найти скорость в соответствующей точке:

$$c = \sqrt{2P_{д}/\rho}.$$

Для определения средней скорости площадь трубопровода круглого сечения разбивают на несколько равновеликих колец и измеряют динамическое давление на диаметрах, делящих площади колец пополам (рис. 8.7). Скорость определяют вдоль двух взаимно перпендикулярных диаметров (соответственно точки 1 и 1', 2 и 2' и т. д.). Число колец принимают от 5 при малых диаметрах трубопровода (до 200÷300 *мм*) до 16 — при больших. Легко показать, что при числе колец i диаметры окружностей d_n, на которых определяются давления, можно найти по формуле

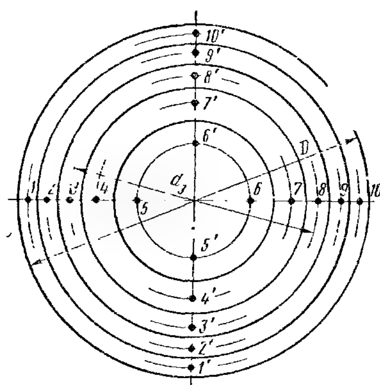


Рис 8 7 Схема разбивки круга на равновеликие по площади кольца

$$d_n = \sqrt{\frac{2n-1}{2i}} \, D.$$

Подсчитав скорости в соответствующих точках c_n, находят среднюю скорость

$$c_{ср} = \frac{1}{i} \sum_{1}^{i} c_n,$$

где c_n — средняя для данного кольца скорость.

Расход жидкости

$$V = \pi D^2 c_{ср}/4.$$

Весьма простым и удобным средством измерения расхода является *плавный входной коллектор* (рис. 8.8). Профиль коллектора очерчивается по дуге окружности или лемнискаты Бернулли. Коллекторы часто делают деревянными, причем для умень-

шения шероховатости их полируют и покрывают лаком. Плавные очертания коллектора и малая шероховатость обеспечивают на расстоянии от входа порядка $(0{,}3\div0{,}6)D$ весьма равномерное поле скоростей и малый коэффициент потерь ($\zeta_{вх}=0{,}02\div0{,}06$; бо́льшие значения соответствуют малым числам Re).

Расход определяется по статическому давлению, измеренному в сечении $b-b$. Применяя уравнение Бернулли к сечению $a-a$ перед входом в коллектор и $b-b$, где поле скоростей почти равномерно и где измеряется статическое давление, получаем

$$P_{ст\,a}=P_{ст\,b}+(1+\zeta_{вх})P_{д\,b},$$

где $P_{д\,b}$ — динамическое давление в сечении $b-b$.

Следовательно,

$$c_b=\sqrt{\frac{2P_{дb}}{\rho}}=\sqrt{\frac{2(P_{ст\,a}+P_{ст\,b})}{\rho(1+\zeta)}}$$

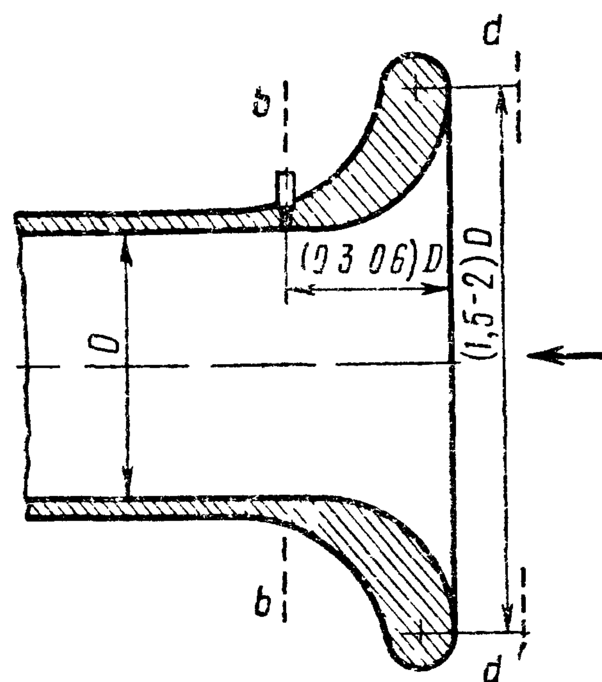


Рис 8 8 Входной коллектор для измерения расхода

или

$$c_b=k_c\sqrt{2(P_{ст\,a}-P_{ст\,b})/\rho},\qquad(8.2)$$

где $k_c=1/\sqrt{1+\zeta_{вх}}=0{,}97\div0{,}99$.

Если число Re достаточно велико (более $5\cdot10^3$), то можно принять $k_c=0{,}99$, что обеспечит определение расхода с погрешностью не более 0,5%.

Измерение расхода в трубопроводах некруглого сечения (рис. 8.9, *а*), а также в случае значительной неравномерности

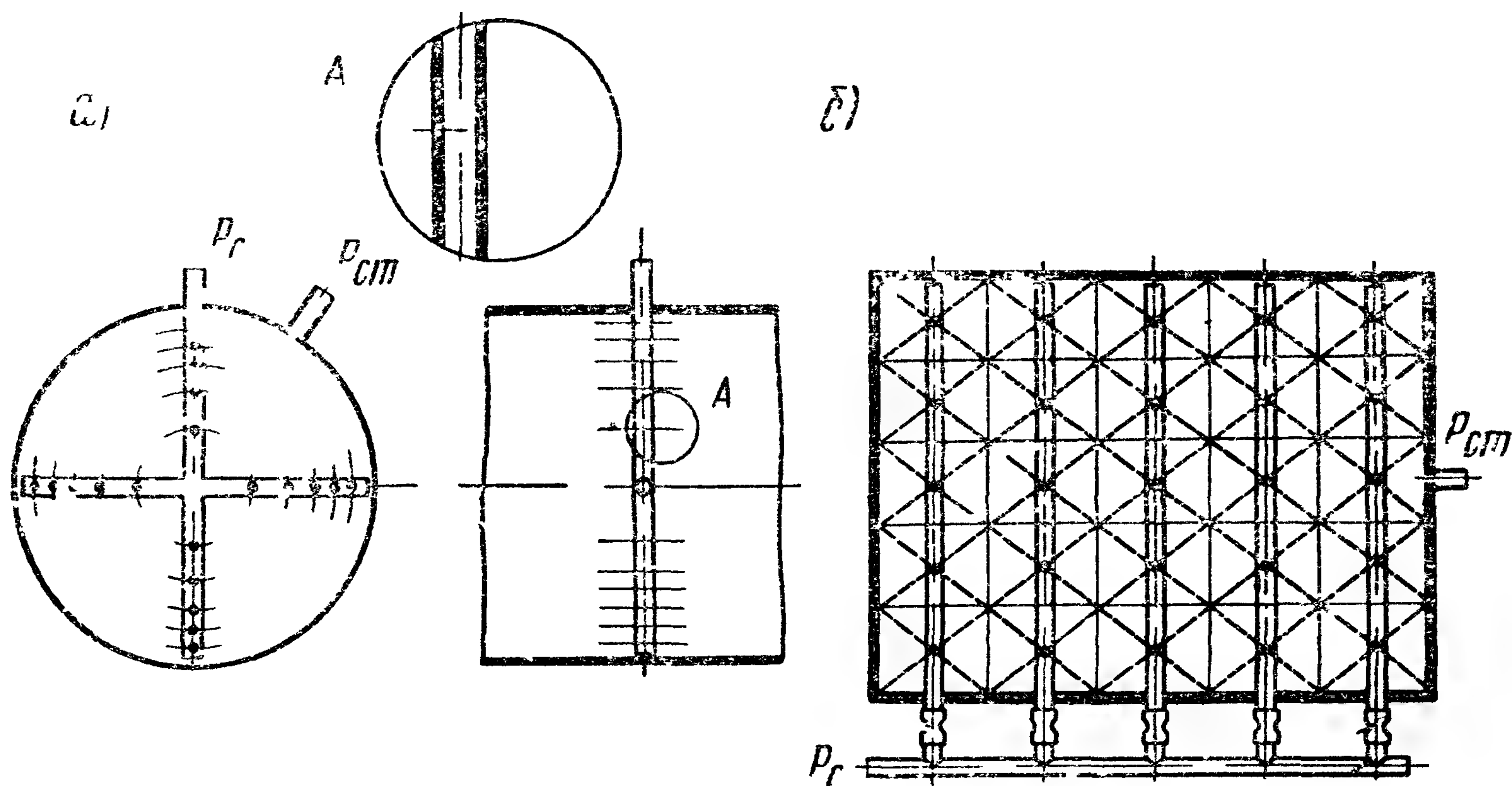


Рис. 8 9. Измерение расхода с помощью интегральных трубок полного напора

поля скоростей в цилиндрической трубе (рис. 8.9, *б*) целесообразно производить с помощью интегральных трубок полного напора. В трубопровод круглого сечения вставляют две взаимно перпендикулярные цилиндрические трубки. Один конец трубок запаян, а второй соединен с дифманометром (см. рис. 8.9, *б*). В трубках просверлены отверстия навстречу потоку; диаметр отверстий должен быть мал по сравнению с внутренним диаметром трубки. Отверстия располагаются в тех же точках, в которых должно производиться измерение трубками Прандтля. В том же сечении измеряется среднее статическое давление; соответствующий штуцер выводится на второй конец дифманометра. Таким образом, дифманометр измеряет разность между осредненным полным давлением, определяемым цилиндрическими трубками, и статическим давлением. Важно отметить, что осредненное полное давление мало отличается от действительного среднего полного давления, подсчитанного по средней расходной скорости в трубопроводе, даже при весьма неравномерном поле скоростей.

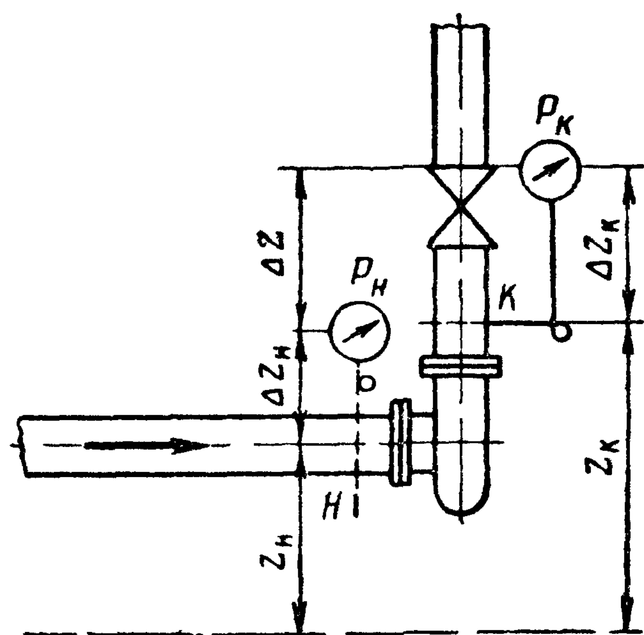


Рис. 8.10. К определению развиваемого насосом напора

Среднюю скорость $c_{ср}$ можно определять по формуле, аналогичной (8.2):

$$c_{ср} = c_c \sqrt{2(P_{ср} - P_{ст})/\rho}. \qquad (8.3)$$

Теперь $P_{ср}$ — осредненное полное давление, а $P_{ст}$ — среднее статическое давление. Величина опытного коэффициента k_c зависит от степени неравномерности поля скоростей. Для поля скоростей, близкого к равномерному, $k_c = 1$; для типичного поля скоростей в в трубопроводах с отношением максимальной скорости к средней порядка 1,25, по опытам автора, можно принимать $k_c \approx 0,97$.

Определение давления или напора, развиваемого машиной, производится по общим формулам. Развиваемое вентилятором давление

$$P = P_{ст\,к} + P_{д.к} - (P_{ст\,н} + P_{д.н}), \qquad (8.4)$$

где $P_{ст.к}$ и $P_{ст\,н}$ — статические давления соответственно за и перед вентилятором; $P_{д.к}$ и $P_{д\,н}$ — динамические давления в тех же сечениях, подсчитанные по средним скоростям $c_{ср}$.

Контрольные сечения выбираются возможно ближе к вентилятору с учетом ранее сделанных оговорок.

Развиваемый насосом напор найдем с помощью уравнения Бернулли в форме (1.8), пренебрегая величиной потерь в участ-

ках трубопроводов от насоса до мест измерения напора:

$$H = H_{ст\,к} + H_{д\,к} + gz_к - (H_{ст\,н} + H_{д\,н} + gz_н). \qquad (8.5)$$

Статические напоры $H_{ст\,к}$ и $H_{ст\,н}$ необходимо определять с учетом отметок расположения осей манометров (рис. 8.10). Для удобства вычислений преобразуем (8.5), введя в нее измеренные манометрами величины $P_н$ и $P_к$. Учитывая, что

$$H_{ст,н} = P_н/\rho + g\Delta z_н; \quad H_{ст\,к} = P_к/\rho + g\Delta z_к.$$

и подставляя эти выражения в (8.5), получаем окончательно

$$H = (P_к - P_н)/\rho + H_{д,к} - H_{д.н} + g\Delta z, \qquad (8.6)$$

где Δz - разность геометрических отметок осей манометров (см. рис. 8.10):

$$\Delta z = z_к + \Delta z_к - (z_н + \Delta z_н).$$

Если давление во всасывающей линии меньше атмосферного, то под Δz надо подразумевать выражение

$$\Delta z = z_к + \Delta z_к - z_н,$$

поскольку трубка, соединяющая манометр со всасывающей линией, заполнена воздухом.

Определение мощности. В лабораторных условиях обычно определяют крутящий момент на валу двигателя M и число оборотов n. Потребляемую машиной мощность вычисляют по формуле

$$N = \omega M \cdot 10^{-3} = \pi n M 10^{-4}/3, \qquad (8.7)$$

где ω — угловая скорость вращения ротора, *рад/сек*; M — момент, *нм*.

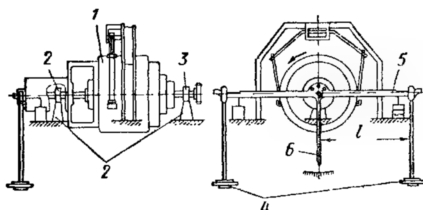


Рис 8.11. Схема балансирного станка

Число оборотов определяется по тахометру или с помощью счетчика числа оборотов и секундомера. Момент определяют на балансирном станке или специальным динамометром. Схема балансирного станка показана на рис. 8.11. Статор электродвига-

теля 1 установлен в подшипниках 2, 3 и имеет возможность вращаться вокруг оси вала. Во время работы двигателя вращающий момент передается статору и измеряется весами 4, коромысло 5 которых прикреплено к статору. На чашку весов кладут груз, уравновешивающий вращающий момент (и возвращающий стрелку 6 весов в нулевое положение). По величине груза R и плечу l определяют вращающий момент

$$M = Rl.$$

Мощность, расходуемая на трение в подшипниках двигателя N_n, определяется при запуске балансирного станка без вентилятора. Мощность на валу вентилятора

$$N_в = N - N_n.$$

На рис. 8.12 показан динамометр МЭИ [2]. Вал вентилятора 1 и вал двигателя 2 соединяются пружиной 3. Поэтому при передаче крутящего момента пружина закручивается, причем угол закручивания пропорционален крутящему моменту. На одном валу закреплена шкала 4, а на другом — стрелка 5 и обечайка 6 с узкой длинной прорезью против стрелки. Вследствие стробоскопического эффекта при вращении ротора видны стрелка и часть шкалы под стрелкой, что позволяет прочесть величину момента. Лампочка 7 освещает шкалу. Чтобы пружина не поломалась во время пуска или резкого изменения нагрузки, предусматривают устройство, ограничивающее угол закручивания пружины. При мощностях, не превышающих нескольких киловатт, динамометр значительно удобнее, чем балансирное устройство.

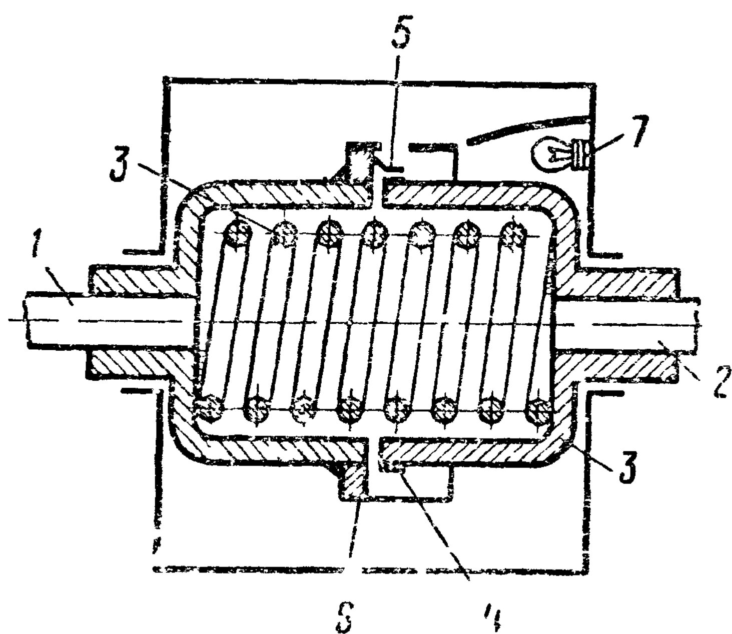


Рис 8 12 Динамометр МЭИ

Объем **промышленных испытаний** диктуется условиями, в которых их производят. Так, если испытываются вентиляторы и дымососы парогенераторов на работающей установке, то пределы изменения подачи зависят от минимальной нагрузки парогенератора. Такие эксплуатационные испытания позволяют определить максимальную подачу машин и удельный расход электроэнергии в условиях эксплуатации. Полные испытания вентиляторов и дымососов возможно только при остановленном парогенераторе.

Подачу в промышленных условиях можно определять с помощью трубки Прандтля или интегральных трубок полного напора; реже удается воспользоваться острой диафрагмой или мерным соплом. Размеры трубки Прандтля при установке ее в

газопроводах должны быть достаточно большими во избежание засорения. Отверстия в газопроводах также должны быть достаточно большими (порядка 5 *мм*), а длина штуцеров — не менее 200 *мм*, чтобы резиновая трубка не сгорела.

Мощность, подводимую от сети к электродвигателям, измеряют двумя ваттметрами, включенными по схеме Арона. Чтобы можно было исключить потери в самом двигателе, необходимо располагать его характеристикой $\eta_э = f(\cos\varphi)$. Тогда мощность на валу машины

$$N = N_э \eta_э,$$

где $N_э$ — мощность, потребляемая двигателем (определяется ваттметрами); $\eta_э$ — к. п. д. электродвигателя.

Методика испытаний вентиляторов подробно изложена в [35], а также в ГОСТ 10921—64 «Вентиляторы центробежные (радиальные) и осевые. Методы аэродинамических испытаний».

§ 8.2. Пуск и обслуживание насосов и вентиляторов

Насосная установка. До сих пор мы рассматривали собственно насос. Практически же насос включается в систему трубопроводов, снабженных соответствующей арматурой. Совокупность всего оборудования, необходимого для нормальной подачи жидкости, носит название насосной установки.

Схема насосной установки показана на рис. 8.13. Из приемного резервуара *1* жидкость поступает во всасывающую линию *2* через приемную сетку *3*, предотвращающую попадание крупных частиц в насос *4*, и приемный клапан *5*, пропускающий воду только в одном направлении. Это заметно облегчает заливку насоса, так как предотвращается вытекание жидкости из насоса обратно в приемный резервуар. Но приемный клапан обладает значительным сопротивлением, что вызывает уменьшение допустимой высоты всасывания. Поэтому в крупных установках его предпочитают ставить в напорной линии, несмотря на усложнение заливки насоса. Отметим, что хотя на рис. 8.13 условно показаны обратные клапаны (*6*, *5*) соответственно на напорной и всасывающей линиях, практически применяют только один из них. Из всасывающей линии жидкость поступает в насос. Если насос работает с подпором (питательный, конденсатный), то на всасывающей линии устанавливают монтажную задвижку *7*, позволяющую отключить насос от всасывающей линии во время монтажа или ремонта. Насос подает жидкость в напорную линию *8* и далее — в напорный резервуар *9*. Задвижка *10*, установленная на напорной линии, служит для регулирования подачи и отключения насоса. Для учета количества подаваемой насосом воды в напорной линии установлен расходомер *11*. Давление в напорной линии измеряется манометром *12* между насосом и напорной задвижкой. Давление во всасывающей линии контроли-

руется также манометром или вакуумметром *13* Питательные насосы снабжены также термометрами для измерения температуры воды до и после насоса. Следует отметить, что на рис 8.13 показаны только основные элементы установки Установки насосов, работающих без подпора, имеют вспомогательное оборудование (насос или вакуум-насос) для заливки насосов.

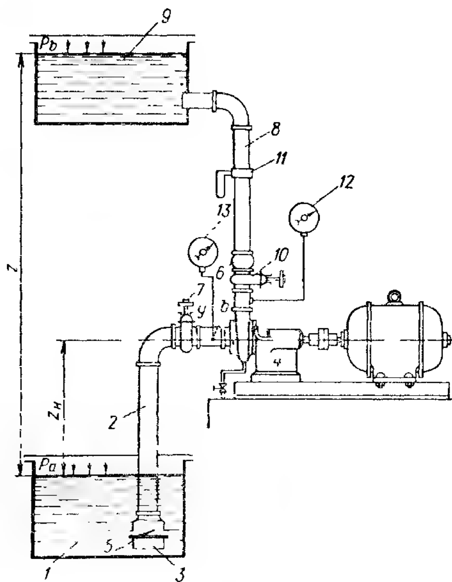


Рис 8 13 Насосная установка

Насосная станция. Часто насосы устанавливают в отдельном помещении, называемом насосной станцией. Так, например, на ТЭС циркуляционные насосы устанавливают в циркуляционной насосной станции На рис. 8.14 представлена схема циркуляционной насосной станции с шестью насосами типа 24НДн завода им. М. И Калинина, установленными в шахматном порядке, что позволяет заметно сократить длину машинного зала Приводом к насосам служат электродвигатели У двух насосов предусматривается установка резервных паровых турбин. Охлажденная в градирне вода подается по двум каналам в приемную камеру, откуда поступает к насосам Обратные клапаны установлены на напорных линиях после задвижек, причем три из них расположены вне помещения, что сокращает ширину машинного зала.

В машинном зале установлено два вакуумм-насоса, предназначенных для заливки циркуляционных насосов Для монтажа и ремонта оборудования предусмотрена установка крана

Подготовка к пуску насоса. Пуску насоса предшествует соответствующая подготовка, во время которой производят внешний

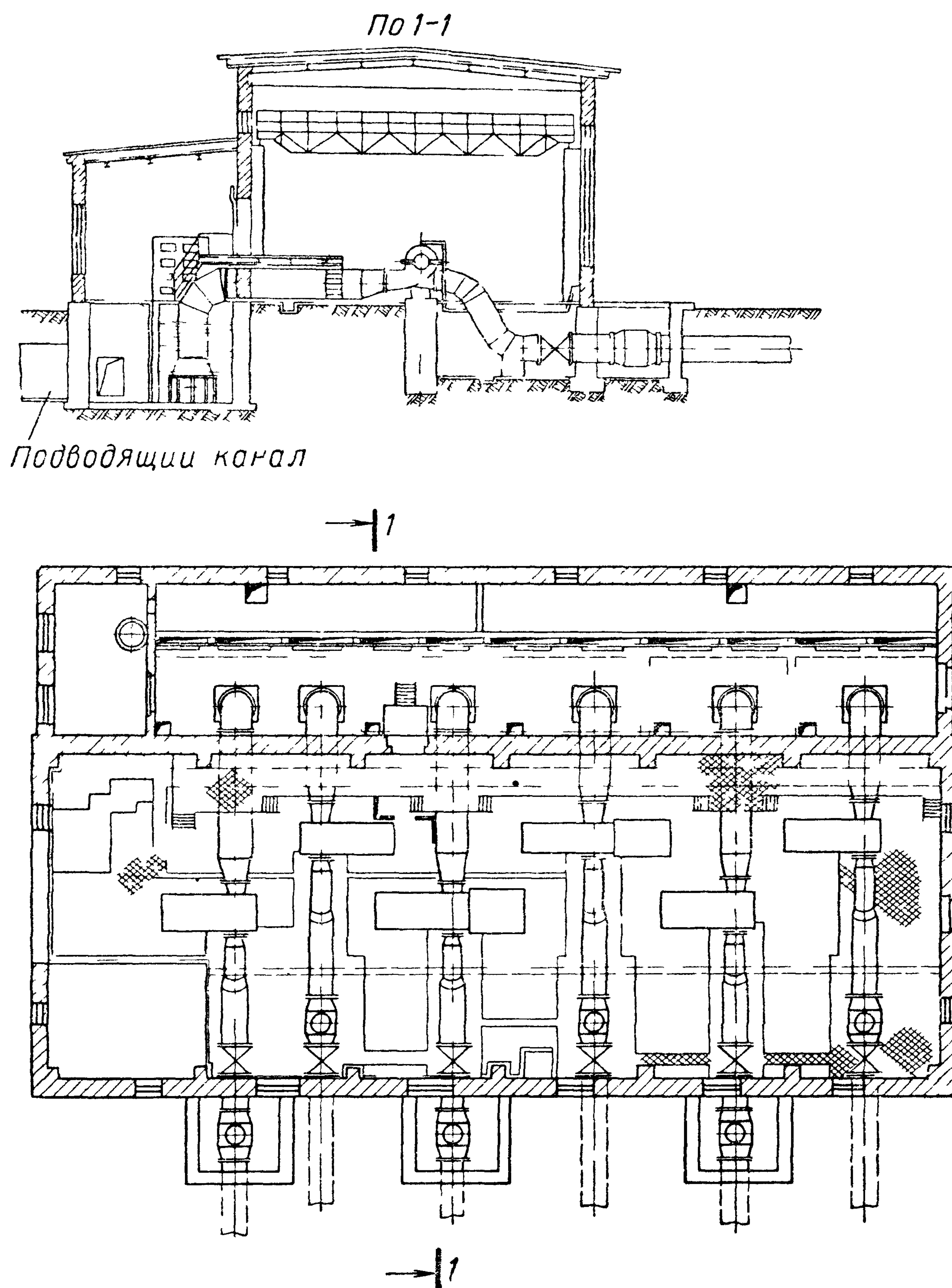


Рис 8 14 Циркуляционная насосная станция

осмотр насоса; он должен быть особенно тщательным после установки насоса или ремонта. Проверяют уровень масла в подшипниках В случае необходимости масло доливают. Все задвижки (или вентили) перед пуском должны быть закрыты и находиться в исправном состоянии После ремонта необходимо проверить, укреплено ли ограждение муфты, заземлен ли двига-

тель, а также тщательно проверить затяжку всех болтов. Все контрольно-измерительные приборы должны быть на месте и также находиться в исправности.

После осмотра насоса подают напряжение к пусковому устройству двигателя, если в качестве привода служит электродвигатель. Если насос приводится паровой турбиной, прогревают паропровод до стопорного клапана турбины. Пуск насоса с паротурбинным приводом производится согласно соответствующим инструкциям. Затем заливают насос водой.

Заливка насоса перед пуском необходима, так как напор, развиваемый насосом, согласно уравнению Эйлера, не зависит от удельного веса перекачиваемой жидкости. Поэтому если произвести пуск незалитого насоса, заполненного воздухом, то он будет развивать такой же напор, как и при заполнении его жидкостью. Однако давление при этом уменьшится существенным образом. Так, если напор насоса равен 1000 *дж/кг*, то при работе на воде давление

$$P = \rho H = 10^3 \cdot 10^3 = 10^6 \ н/м^2 \approx 10 \ ат,$$

в то время как при работе на воздухе ($\rho \approx 1{,}2$ *кг/м*^{3})

$$P' = 1{,}2 \cdot 10^3 = 1200 \ н/м^2,$$

что соответствует подъему воды во всасывающем трубопроводе на 120 *мм*. Итак, насос, развивающий давление 10 *ат*, может поднять воду во всасывающей линии всего на 12 *см*, что явно недостаточно. Исключение составляют вихревые (самовсасывающие насосы), которые создают большое разрежение и поэтому поднимают жидкость с большой глубины.

Существует несколько способов заливки насосов в зависимости от особенностей схемы включения насоса. Рассмотрим наиболее употребительные из них.

Наиболее просто осуществляется заливка насосов, расположенных *ниже уровня жидкости* в приемном резервуаре (насосы с отрицательной высотой всасывания), для чего достаточно открыть задвижку на всасывающей линии. Насос при этом окажется не полностью залитым водой, поскольку в нем остается воздух, который после пуска насоса и открытия задвижки на напорной линии выталкивается водой в напорную линию.

К таким насосам, в частности, относятся конденсатные и питательные насосы. Осевые насосы обычно все время находятся под заливкой.

Сложнее обстоит дело с заливкой насосов, расположенных *выше уровня жидкости* в приемном резервуаре (к таким насосам относятся, например, циркуляционные насосы). Способ заливки таких насосов зависит от того, где расположен обратный клапан — на всасывающей или на напорной линии (соответственно рис. 8.15 и 8.16).

В первом случае насос заливают с помощью постороннего источника воды — городского водопровода или специального вспомогательного насоса (рис. 8.15). Закрывают задвижку *1* на напорной линии, включают вспомогательный насос *2*, открывают вентиль *3*, подающий воду во всасывающую линию *4* насоса *5*. Затем открывают воздушные краники *6*, через которые удаляется воздух из верхних точек системы. Возможность установки воздушных краников предусматривается при изготовлении насосов. Так, у рассмотренного ранее насоса (см. рис. 2.1) в верхней части корпуса для указанной цели просверлено отверстие с резьбой,

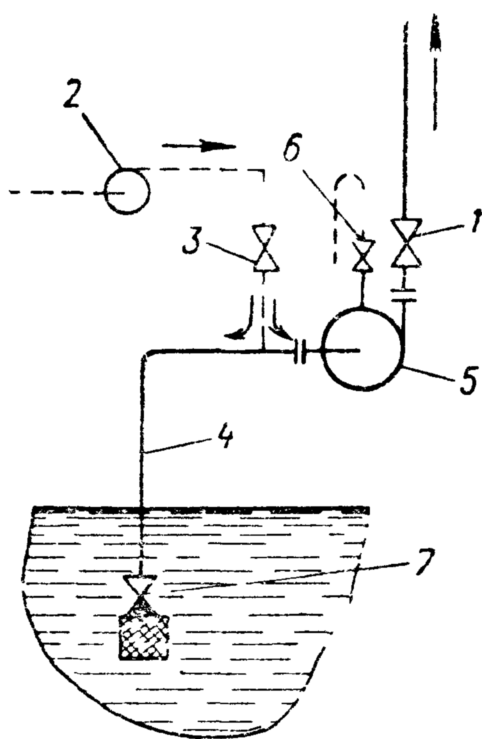


Рис 8 15 Схема заливки насоса с обратным клапаном на всасывающей линии

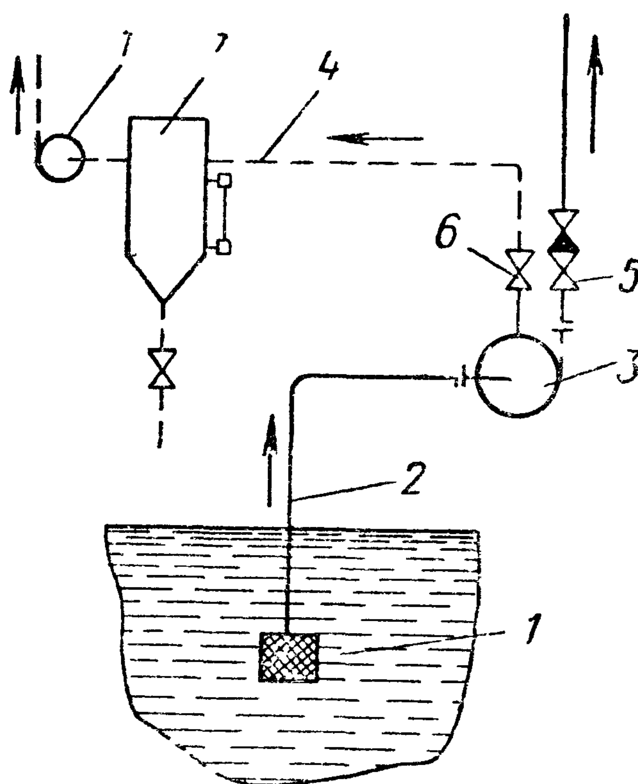


Рис 8 16 Схема заливки насоса с обратным клапаном на напорной линии

закрытое пробкой. Когда через краники потечет вода, их закрывают; насос залит водой и готов к пуску.

Если параллельно включено несколько насосов (с обратными клапанами на всасывающей линии *7*) и один из насосов работает, то неработающий насос можно залить открытием напорной задвижки *1*. В этом случае задвижку следует прикрыть (но неполностью) перед включением двигателя, чтобы уменьшить нагрузку его во время пуска. Если имеются гидравлические затворы у сальников, нужно открыть краники, подающие воду к затворам. При пуске горячего насоса (например, питательного) необходимо также включить подачу воды на охлаждение подшипников.

Для заливки насосов во втором случае (рис. 8.16) применяют специальные вакуумные насосы *1*, отсасывающие воздух из всасывающей линии *2* насоса *3* и создающие, следовательно, глубокое разрежение (порядка 600 *мм* рт. ст). Под действием разности давлений в приемном резервуаре и внутри насоса вода подымается по всасывающей линии и заполняет насос. Воздуш-

ная линия *4* должна быть присоединена к самой высокой части всех отдельных камер насоса.

Для заливки насоса закрывают напорную задвижку *5* и вентиль на воздушной линии *6*, включают вакуумм-насос *1* и открывают вентиль *6*. Когда расширительный бачок *7* заполнится примерно наполовину, включают двигатель насоса, закрывают вентиль *6* и медленно открывают напорную задвижку *5*. Затем выключают вакуумм-насос.

Обслуживание насосов во время работы должно обеспечить нормальную безаварийную работу установки. Особенно внимательно нужно следить за работой подшипников, поскольку они являются наиболее уязвимым местом. Нагрев подшипников небольших насосов проверяется на ощупь (рука должна выдерживать длительное прикосновение к корпусу подшипника). В подшипниках крупных насосов установлены термометры; показания их не должны превышать 60—70° С. При чрезмерном нагреве подшипников нужно проверить уровень масла в подшипниках (независимо от нагрева подшипников уровень масла должен поддерживаться в указанных на масломерном стекле пределах). Если уровень масла нормальный, насос необходимо остановить, поскольку чрезмерный нагрев в этом случае указывает на неисправность подшипников. В случае охлаждаемых подшипников проверяют поступление охлаждающей воды; прекращение подачи воды также может быть причиной чрезмерного нагрева подшипников. Масло в подшипниках сменяется через каждые 800—1000 *ч* работы.

Нужно также внимательно следить за работой сальников. Сальники насосов, подающих холодную воду, должны быть холодными. Нагрев сальника указывает на его чрезмерную затяжку. Вода из сальников должна стекать тонкой струйкой или по каплям. Если сальники пропускают слишком большое количество воды, их необходимо подтянуть. Но затяжка или ослабление сальников допускается только на остановленном насосе. Набивка сальников со временем изнашивается и ее периодически (по мере надобности) заменяют.

Во время работы насосов необходимо также следить за показаниями всех приборов — манометра, амперметра и других. Во многих случаях по показаниям приборов можно установить причины ненормальной работы. Представим себе, например, что резко упало давление в напорной линии циркуляционного насоса. По показаниям только манометра причину этого установить нельзя: их может быть несколько. Вакуумметр показывает, что разрежение во всасывающей линии сильно выросло, а значит увеличилось количество подаваемой насосом воды. Действительно, при увеличении расхода воды возрастает сопротивление всасывающего трубопровода и, как следствие, уменьшается давление перед насосом. Чрезмерное же увеличение подачи, как это следует из характеристик насосов, сопровождается значитель-

ным уменьшением напора насоса. Поэтому уменьшается давление в напорной линии. Но значительное увеличение подачи (при неизменном числе оборотов) может произойти только вследствие значительного уменьшения сопротивления сети. Таким образом, вероятной причиной падения давления в рассматриваемом случае является разрыв напорного трубопровода.

Остановка насоса. Перед остановкой центробежных насосов закрывают напорную задвижку, после чего выключают двигатель. Если насос останавливается на длительное время, то необходимо спустить воду из корпуса насоса.

Особенности условий работы питательных насосов (рис. 8.17). При эксплуатации питательных насосов *1* необходимо учитывать две особенности условий работы этих насосов. Во-первых, они подают воду при температуре, близкой к температуре кипения. Во-вторых, машинист парогенератора может временно прекратить подачу питательной воды в котел *2*, закрыв задвижку *3* на питательной линии. Таким образом, если не предусмотреть специальных мер, то питательный насос может некоторое время работать на холостом ходу (при подаче жидкости, равной нулю). В этом случае вся энергия, сообщаемая воде, в конечном итоге расходуется на нагрев питательной воды, что может привести к явлению кавитации. Чтобы избежать чрезмерного нагрева питательной воды, применяют так называемую разгрузочную линию *4*, обеспечивающую минимально необходимый пропуск воды через насос. Она соединяет напорную линию насоса (до задвижки) с деаэратором *5*. Задвижка *6* на разгрузочной линии либо все время открыта, либо автоматически открывается при чрезмерном уменьшении подачи насоса.

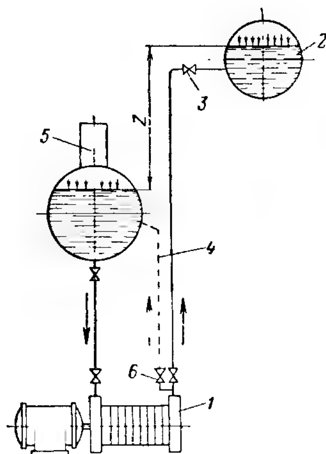


Рис. 8.17. Схема установки питательного насоса

Особенности пуска и обслуживания вентиляторов и дымососов. Следует иметь в виду, что при пуске дымососов на холодных газах нельзя полностью открывать направляющий аппарат во избежание чрезмерной перегрузки двигателя. Возможная степень открытия регулирующего органа в этом случае контролируется показаниями амперметра, стрелка которого не должна переходить за красную черту.

Регулирование вентиляторов и дымососов ТЭС должно осуществляться так, чтобы в топке парогенератора всегда было разрежение. Поэтому если нужно увеличить нагрузку тяго-дутьевых установок, сперва увеличивают нагрузку дымососов, а затем — дутьевых вентиляторов. Если же нагрузка уменьшается, то вначале уменьшают нагрузку вентилятора, а затем — дымососа.

Остановка вентиляторов и дымососов производится после выключения регулирующих органов. Подача охлаждающей воды в дымососах вначале уменьшается (после выключения двигателя), а затем, после остывания ротора, прекращается.

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ И ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Глава девятая

НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕРМОДИНАМИКИ И ГАЗОДИНАМИКИ

§ 9.1. Идеальный и реальный газы

Уравнение состояния. В термодинамике газ называют идеальным, если его параметры подчиняются уравнению состояния:

$$p = \rho RT, \qquad (9.1)$$

где p — давление, *н/м*²; ρ — плотность, *кг/м*³; R — газовая постоянная, *нм/кг* °К; T — температура, °К.

Уравнение (9.1) можно применять к расчету параметров реальных газов, если давления не слишком велики, а температура не слишком мала, в частности для компрессоров в обычных условиях работы.

Однако при высоких давлениях и низких температурах параметры реальных газов не подчиняются уравнению (9.1) даже приблизительно, что учитывается «коэффициентом сжимаемости» z:

$$p = z\rho RT. \qquad (9.2)$$

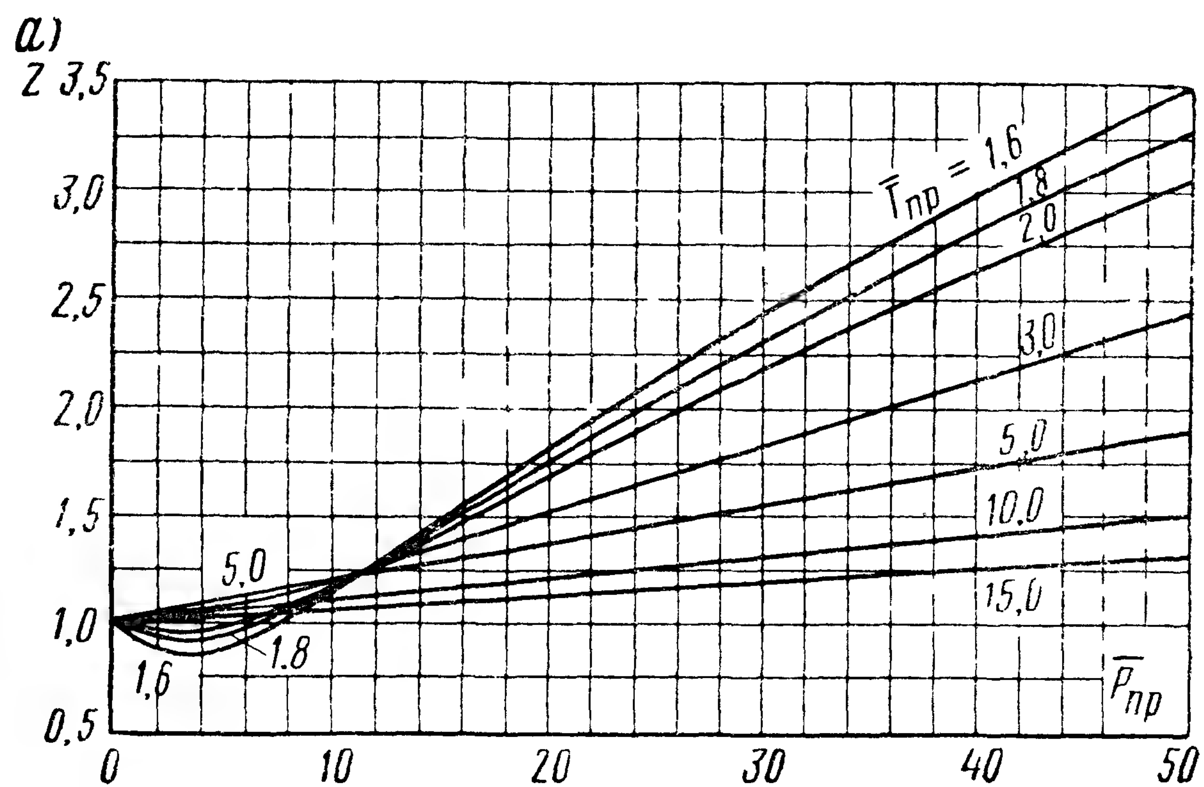
При высоких температурах и низких давлениях $z \to 1$. Коэффициент z можно определить по универсальному графику (рис. 9.1), справедливому (с инженерной точностью) для всех газов [36], [37]. Значения z даны в зависимости от приведенных давления $\bar{p}_{пр}$ и температуры $\bar{T}_{пр}$:

$$\bar{p}_{пр} = p/p_{кр}; \quad \bar{T}_{пр} = T/T_{кр},$$

где $p_{кр}$, $T_{кр}$ — критические параметры газа.

Значения R, $p_{кр}$ и $T_{кр}$ и некоторых других физических постоянных газов приведены в табл. 9.1.

Уравнение изоэнтропы. Как известно, при изоэнтропическом (без теплообмена и потерь) изменении состояния идеального га-



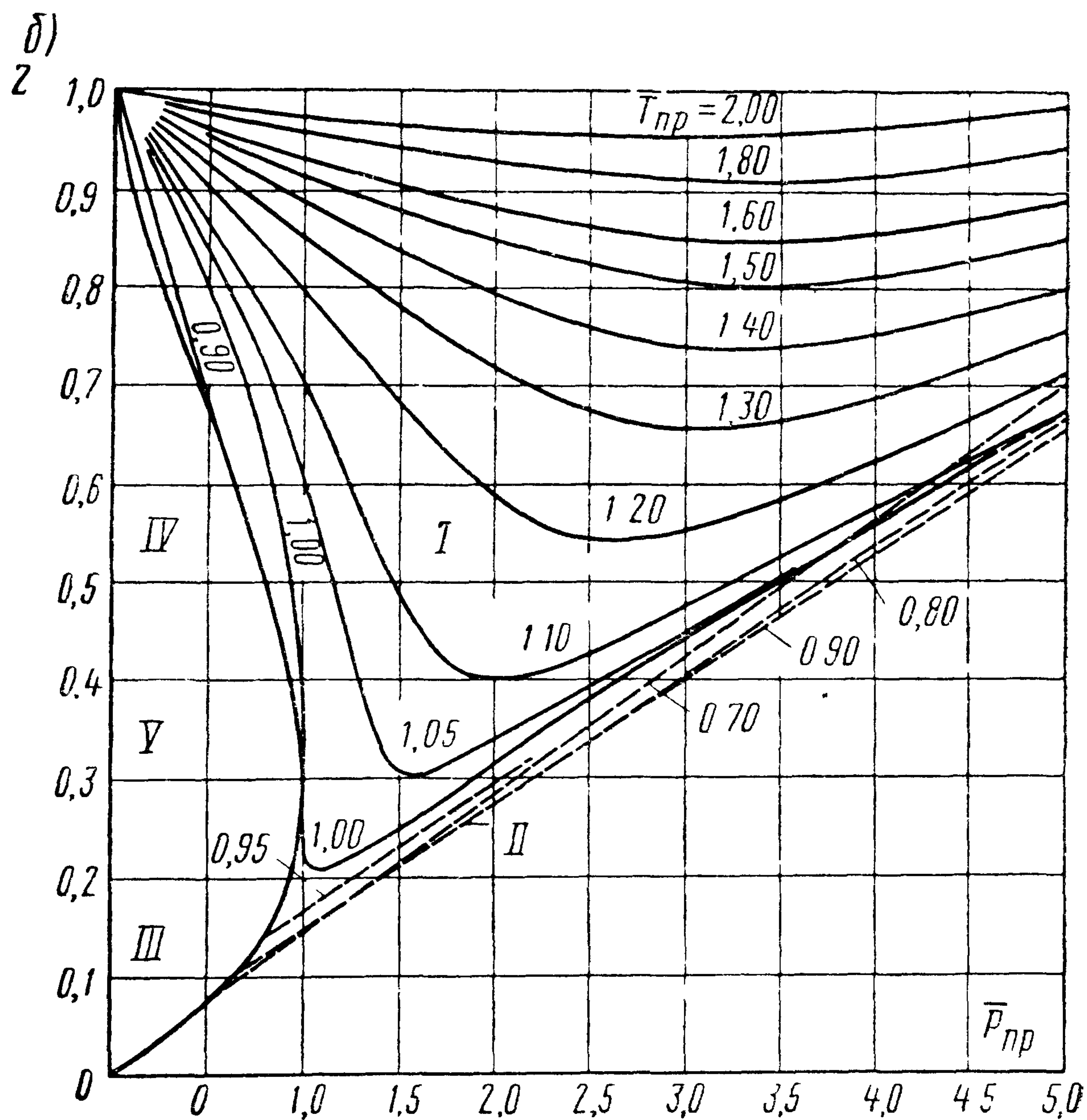


Рис. 9.1. Коэффициент сжимаемости z в зависимости от приведенных параметров газа:

I — область газа; *II* — область жидкости; *III* — линия насыщения; *IV* — линия насыщенного пара; *V* — область критического состояния

Таблица 91

Физические константы некоторых газов

Название газа	$T = 293°$ К					Критические параметры	
	Газовая постоянная R, н м/кг К	Показатель изоэнтропы k	Скорость звука a, м/сек	A	A_*	$p_{кр} \cdot 10^{-5}$, н/м²	$T_{кр}$, К
Гелий	2080	1,66	1000	58,7	50,8	2,22	6,06
Аргон	208	1,66	318	18,6	18,6	16,1	150,6
Воздух	287	1,40	343	20,1	18,3	37,6	132,3
Кислород	260	1,40	327	19,1	17,4	49,1	154,6
Азот	296	1,40	348	20,4	18,6	32,8	126,0
Водород	412	1,407	1300	76,2	69,5	12,5	32,8
Окисл углерода	297	1,40	348	20,4	18,6	33,8	133
Углекислый газ	189	1,30	268	15,7	14,6	73,7	141,96
Аммиак	400	1,29	389	22,7	21,2	109,3	405,4
Ацетилен	320	1,24	340	19,9	18,8	60,4	308,5
Метан	519	1,31	446	26,0	24,2	44,85	190,5
Этилен	296	1,25	329	19,3	18,2	49,3	282,9
Этан	276	1,20	311	18,2	17,4	47	305,7
Фреон-12	68,7	1,14	151	8,84	8,55	41,1	385

за его параметры подчиняются уравнению изоэнтропы:

$$p/p_0=(T/T_0)^{\frac{k}{k-1}}; \qquad (9.3)$$

$$\rho/\rho_0=(T/T_0)^{\frac{1}{k-1}}, \qquad (9.4)$$

где k — показатель изоэнтропы, равный отношению теплоемкости газа при постоянном давлении к теплоемкости при постоянном объеме:

$$k=c_p/c_v. \qquad (9.5)$$

Кроме того, справедливо соотношение

$$\frac{k}{k-1}R=c_p. \qquad (9.6)$$

Уравнения (9.3)÷(9.6) применяются также к расчету параметров реальных газов, что в большинстве случаев допустимо. Однако следует иметь в виду, что показатель изоэнтропы изменяется с изменением давления и температуры. Поэтому в общем случае уравнение (9.4) оказывается неприменимым, вместо него следует пользоваться (9.2);

уравнением (9.3) практически можно пользоваться, если под k подразумевать некоторый опытный коэффициент, числовые значения которого весьма близки к значениям показателя изоэнтропы при малых давлениях [37].

§ 9.2. Уравнения сохранения энергии

Общее уравнение сохранения энергии. В применении к процессам, происходящим в компрессорах, закон сохранения энергии можно сформулировать следующим образом: сообщенные газу работа и тепло расходуются на увеличение энтальпии и кинетической энергии газа:

$$H_e-q=c_p(T_к-T_н)+(c_к^2-c_н^2)/2, \qquad (9.7)$$

где q, H_e — соответственно тепло и работа, отнесенные к 1 *кг* газа, *дж/кг*; c — скорость, *м/сек*.

Под положительным значением q подразумевается, как это принято в теории компрессоров, отведенное тепло.

Уравнение (9.7) устанавливает зависимость между всеми рассматриваемыми видами энергии и поэтому может быть названо общим уравнением сохранения энергии. Используя *параметры торможения,* приведем (9.7) к более простому виду. Как известно, температура торможения T_0 связана с истинной температурой T простым соотношением

$$T_0=T+c^2/(2c_p),$$

Остальные параметры торможения (при изоэнтропическом торможении) находим из формул для изоэнтропических процессов:

$$p_0/p=(T_0/T)^{\frac{k}{k-1}};\quad \rho_0/\rho=(T_0/T)^{\frac{1}{k-1}}.$$

В нашем случае

$$T_{0н}=T_н+\frac{c_н^2}{2c_p};\quad T_{0к}=T_к+\frac{c_к^2}{2c_p}. \qquad (9.8)$$

Общее уравнение сохранения энергии позволяет весьма просто определять мощность, потребляемую компрессором:

$$N=\frac{GH_e}{1000\eta_м}, \qquad (9.9)$$

где G — фактический расход газа через компрессор; $\eta_м$ — механический к. п. д. компрессора, учитывающий потери в подшипниках и на привод масляного насоса, если он расположен на валу компрессора.

При измерении расхода во всасывающем трубопроводе ($G_н$)

$$G=G_н-\Delta G_{ун},$$

где $\Delta G_{у.н}$ — утечка газа в уплотнениях на всасывающей стороне, если $p_н>p_{ат}$;

в напорном трубопроводе —

$$G=G_к+\Delta G_{ук},$$

где $\Delta G_{у.к}$ — утечка газа в уплотнениях на напорной стороне.

Обычно утечки не превышают 1% общего расхода.

Подставляя в (9.9) значение H_e из (9.8), получаем расчетную формулу для определения мощности

$$N=\frac{Gc_p(T_{0к}-T_{0н})+Q}{1000\eta_м}, \qquad (9.10)$$

где Q — общее количество отведенного тепла, *дж/сек*.

Заметим, что тепло отводится обычно в специальных холодильниках; небольшое его количество отдается наружу воздуху через стенки корпуса.

Пример 9.1. Определить потребляемую компрессором мощность, если по данным испытаний $T_{0н}=293°$ К; $T_{0к}=463°$ К; $G=70$ *кг/сек*; $G_в=51{,}6$ *кг/сек* (расход охлаждающей воды); температура воды до и после холодильника соответственно $T_в'=280°$ К; $T_в''=298°$ К. Влиянием подачи тепла через корпус компрессора пренебречь.

Количество тепла, отданное охлаждающей воде,

$$Q=G_вc_в(T_в''-T_в')=51{,}6\cdot 4{,}19\,(298-280)=3890\ кдж/сек,$$

где $c_в=4{,}19$ *кдж/кг·град* (в системе единиц СИ).

Потребляемую компрессором мощность находим по (9.10), приняв $\eta_м = 0,98$:

$$N = [70 \cdot 1,004(463 - 293) + 3890]/0,98 = 16\,200 \text{ квт}.$$

Первое начало термодинамики. Согласно первому началу термодинамики, *приращение внутренней энергии газа равно сумме сообщенного газу тепла и механической работы сжатия.*

$$du = dq_с - pdv, \qquad (9.11)$$

где u — внутренняя энергия газа; $q_с$ — сообщенное газу тепло; pdv — элементарная механическая работа сжатия.

Применим уравнение первого начала термодинамики к расчету процессов сжатия, для чего перейдем от внутренней энергии газа к энтальпии:

$$i = c_p T = u + pv,$$

откуда

$$di = c_p dT = du + pdv + vdp$$

и, следовательно,

$$du = c_p dT - pdv - vdp.$$

Подставляем это выражение в (9.11), после интегрирования с учетом работы сжатия

$$\int_{p_н}^{p_к} vdp = H_с.$$

получаем уравнение первого начала термодинамики в виде

$$H_с = c_p (T_к - T_н) - q_с.$$

Для движущегося газа сообщенное тепло $q_с$ равно сумме внешнего тепла $(-q)$ и тепла всех гидравлических потерь (ΔH):

$$q_с = -q + \Delta H.$$

Учитывая это, окончательно получаем

$$H_с + \Delta H = c_p (T_к - T_н) + q. \qquad (9.12)$$

Необходимо подчеркнуть, что хотя уравнение (9.12) в явном виде не содержит членов, учитывающих кинетическую энергию, оно справедливо при любом сотношении скоростей в начале и конце сжатия.

Очевидно, что первое начало термодинамики в форме (9.12), в отличие от общего уравнения сохранения энергии, устанавливает зависимость только между некоторыми видами энергии. Поэтому уравнения (9.7) и (9.12) следует рассматривать как независимые (т. е. позволяющие найти две неизвестные величины).

Уравнение первого начала термодинамики в форме (9.12) удобно при анализе процесса сжатия в T — s-диаграмме, где S — энтропия газа. Рассмотрим процессы сжатия при отводе ($q>0$) и подводе ($q<0$) тепла (соответственно рис. 9.2, *а, б*). На обеих диаграммах линия *1—2* изображает процесс сжатия. Определим работу, затраченную на сжатие потока газа при отсутствии потерь.

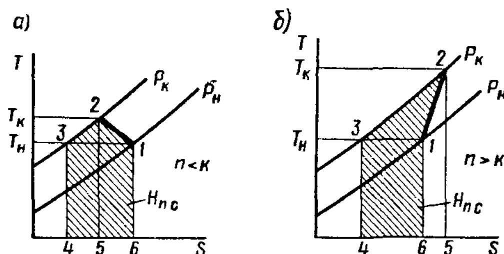


Рис. 9.2. Изоэнтропический и изотермический процессы сжатия в T — s-диаграмме

Согласно одному из свойств T — s-диаграммы, увеличение энтальпии газа $i=c_p(T_к-T_н)$ эквивалентно площади *2—3—4—5—2*, расположенной под отрезком изобары $p_к$ в интервале температур $(T_к-T_н)$.

Отведенное в процессе сжатия тепло

$$q=-\int_{S_1}^{S_2} T ds$$

эквивалентно площади *1—2—5—6—1*.

Поскольку при $\Delta H=0$, согласно (9.12),

$$H_с=c_p(T_к-T_н)+q,$$

то напор $H_с$ эквивалентен сумме площадей *1—2—3—4—6—1*.

Оставляя пока в стороне вопрос о влиянии охлаждения на величину работы сжатия, обратим внимание на следующее обстоятельство. Процесс сжатия, изображенный на рис. 9.2, *б*, рассматривался как идеальный (без потерь) процесс сжатия с подводом тепла. Однако так же изображается и реальный процесс сжатия (с потерями) без теплообмена. Происходит это потому, что потери в конечном итоге преобразуются в тепло. Поэтому в реальном процессе с потерями, но без теплообмена гидравлические потери эквивалентны площади *1—2—5—6—1*, а работа сжатия, как это легко показать с помощью (9.12), по-прежнему определяется площадью *1—2—3—4—6—1*.

Уравнение Бернулли. Определив отведенное тепло q из (9.11) и подставив соответствующее выражение в (9.7), получим

$$H_e = H_с + (c_к^2 - c_н^2)/2 + \Delta H,$$

или

$$H_e = \int\limits_{p_н}^{p_к} \frac{dp}{\rho} + \frac{(c_к^2 - c_н^2)}{2} + \Delta H. \qquad (9.13)$$

Уравнение (9.13) было получено Д. Бернулли независимо от уравнений (9.7) и (9.12). Хотя оно в явном виде не содержит тепла, но справедливо при наличии теплообмена. Влияние отвода (подвода) тепла сказывается на величине напора $H_с$. Подробнее этот вопрос рассматривается в § 9 3.

Чтобы уравнением Бернулли можно было пользоваться, необходимо знать параметры течения не только в начале и в конце, но и в процессе сжатия. А так как установить зависимость $\rho = \rho(p)$ в общем случае невозможно, рационально рассмотреть некоторые теоретические процессы сжатия с известной зависимостью $\rho = \rho(p)$.

§ 9.3. Теоретические процессы сжатия

Политропические процессы сжатия. Из теоретических процессов сжатия наибольший интерес представляют политропические процессы, характеризующиеся таким подводом (отводом) тепла в процессе сжатия, при котором между давлением и плотностью существует степенная зависимость

$$p = c\rho^m, \qquad (9.14)$$

где c и m — постоянные, причем m называют показателем политропы.

Кроме того, считаем, что потери отсутствуют.

Определим работу, затрачиваемую при политропическом процессе сжатия. Используя известное общее выражение для напора

$$H_с = \int\limits_{p_н}^{p_к} \frac{dp}{\rho}$$

и подставляя в него значение ρ из (9 14), после интегрирования получаем

$$H_{п\,с} = \frac{m}{m-1} RT_н \left[\left(\frac{p_к}{p_н} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = \frac{m}{m-1} R (T_к - T_н). \qquad (9\ 15)$$

Процессы сжатия, изображенные на рис. 9 2, *а*, *б*, можно рассматривать как политропические соответственно при $m<k$ и при $m>k$. Частными случаями политропических процессов являются изоэнтропический и изотермический процессы.

В изоэнтропическом процессе отсутствуют теплообмен с окружающей средой и потери Напор в изоэнтропическом процессе определяется по (9.15), если в ней заменить показатель политропы m на показатель изоэнтропы k:

$$H_{ac}=\frac{k}{k-1}RT_{н}\left[\left(\frac{p_{к}}{p_{н}}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]=\frac{k}{k-1}R(T_{ак}-T_{н}), \quad (9.16)$$

где $T_{ак}$ — температура в конце изоэнтропического сжатия.

Формула (9.16) получена в предположении, что k и R — постоянные величины, и поэтому применима только к расчету идеального (в термодинамическом смысле) газа. Практически при

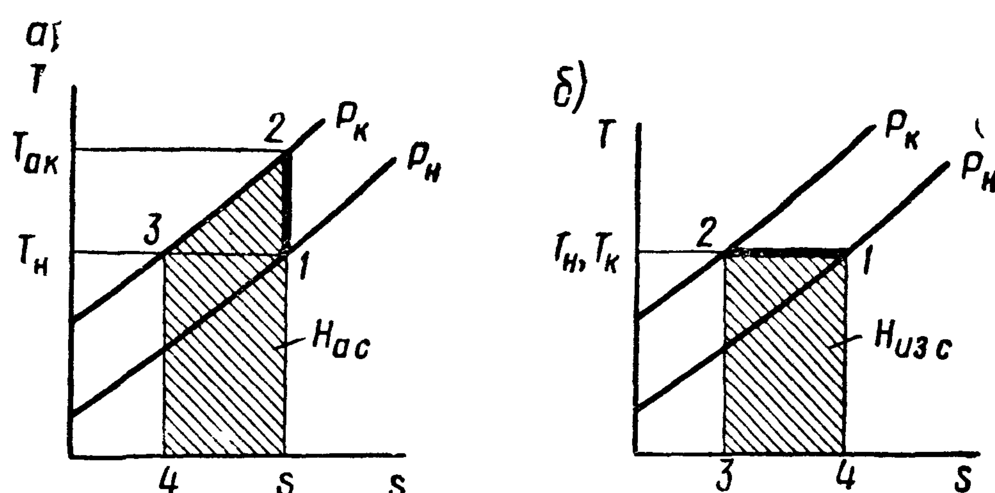


Рис. 9.3 Процесс сжатия в T — s-диаграмме

отношениях давлений $\varepsilon_{к}=p_{к}/p_{н}<(15\div20)$ этой формулой пользуются и для расчета реального газа, что вносит весьма небольшую погрешность.

Более точное выражение для H_{ac} получается в том случае, если воспользоваться уравнениями состояния (9.2) и изоэнтропы (9 3), полагая k постоянной величиной. Легко убедиться, что в этом случае

$$H_{ac}=\frac{k}{k-1}z_{т}RT_{н}\left[\left(\frac{p_{к}}{p_{н}}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]=\frac{k}{k-1}z_{т}R(T_{ак}-T_{н}), \quad (9\ 17)$$

где

$$z_{т}=\frac{1}{T_{ак}-T_{н}}\int_{T_{н}}^{T_{к}} zdT - \quad (9.18)$$

средняя величина.

Напомним, что значение k в последнем случае надо брать при малых давлениях.

Изоэнтропический процесс сжатия является идеальным (предельным) процессом сжатия в компрессорах без охлаждения; чем меньше гидравлические потери в компрессоре, тем ближе реальный процесс к изоэнтропическому. В $T-s$-диаграмме изоэнтропический процесс сжатия изображается отрезком *1—2* вертикальной прямой (рис. 9.3, *а*), а работа сжатия эквивалентна площади *1—2—3—4—5—1*.

Изотермический процесс сжатия также является частным случаем политропического процесса — при $m=1$, или при постоянной температуре газа.

Изотермический напор

$$H_{\text{из с}}=z_p R T_{\text{н}} \ln \frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{н}}}, \tag{9.19}$$

где

$$z_p=\frac{1}{\ln \frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{н}}}} \int\limits_{p_{\text{н}}}^{p_{\text{к}}} z \frac{dp}{p}.$$

Изотермический процесс сжатия является идеальным (предельным) для процессов сжатия с отводом тепла. В $T-s$-диаграмме он изображается отрезком *1—2* горизонтальной прямой (рис. 9.3, *б*), а работа сжатия эквивалентна площади *1—2—3—4—1*. Как следует из рис. 9.3, изотермический процесс сжатия обладает весьма интересной особенностью: вся работа, затраченная на сжатие, переходит в тепло, отводимое в процессе сжатия.

Из других особенностей изотермического сжатия нужно выделить следующие две: во-первых, энтальпия газа в конце процесса меньше, чем в любом другом процессе сжатия (если $m>1$). Во-вторых, напор также меньше, чем в других процессах сжатия. Далее будет показано, что эти особенности определяют целесообразность охлаждения газа при сжатии в тех или иных случаях.

Адиабатический процесс сжатия (без теплообмена с окружающей средой, но с потерями в процессе сжатия) представляет особый практический интерес, поскольку действительные процессы сжатия в компрессорах без охлаждения практически можно рассматривать как адиабатические. В $T-s$-диаграмме адиабатический процесс сжатия изображается аналогично политропическому с подводом тепла (см. рис. 9.2, *б*). Однако в общем случае действительная линия сжатия не совпадает с политропой; условно ее можно рассматривать как политропу с переменным показателем m. Поэтому при проведении практических расчетов действительный процесс сжатия рассматривают как политропический, определяя показатель политропы по начальным и конечным параметрам газа:

$$\frac{m}{m-1}=\frac{\lg p_{\text{к}}/p_{\text{н}}}{\lg T_{\text{к}}/T_{\text{н}}}. \tag{9.20}$$

Такая замена является, по существу, вынужденной, поскольку обычно известны параметры p и T только в начале и конце сжатия. Однако при небольших отношениях давления в компрессоре ($\varepsilon = p_к/p_н < 2 \div 3$) она не вносит существенной погрешности при определении как параметров потока, так и работы сжатия H_c.

Необходимо отметить, что при замене реального процесса политропическим общий напор (работа, затраченная на сжатие газа с учетом потерь) определяется точно:

$$H_c + \Delta H = c_p (T_к - T_н),$$

ошибка совершается лишь при определении потерь (ΔH) или напора H_c.

Обозначая $H_c + \Delta H = H_{ec}$, перепишем последнюю формулу в виде

$$H_{ec} = c_p T_н (T_к/T_н - 1),$$

или, используя уравнение политропы,

$$H_{ec} = c_p T_н \left[(p_к/p_н)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} R T_н \left[(p_к/p_н)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right], \quad (9.21)$$

где m — показатель эквивалентной политропы, определяется по (9.20).

Пример 9.2. Определить изоэнтропический, политропический и полный напоры при среднем показателе политропы $m=1{,}5$; $T_н=288°$ K и $\varepsilon_к = p_к/p_н = 3$.

Изоэнтропический напор определяем по (9.17), принимая $k=1{,}4$ и $R=$ $=287$ *дж/кг·град*. В этом случае

$$\frac{k}{k-1} R = 1{,}004 \text{ кдж/кг·град}$$

и $H_{ac} = 1{,}004 \cdot 288\ (3^{0{,}286} - 1) \approx 107$ *кдж/кг*

Политропический и полный напоры находим соответственно по (9.15) и (9.12):

$$H_{пс} = \frac{1{,}5}{1{,}5-1} \cdot 0{,}287 \cdot 288\ (3^{0{,}333} - 1) \approx 110 \text{ кдж/кг};$$

$$H_{ec} = 1{,}004 \cdot 288\ (3^{0{,}333} - 1) \approx 128 \text{ кдж/кг}.$$

Доля потерь в рассматриваемом процессе сжатия составляет

$$\Delta H / H_{ec} = (H_{ec} - H_{пс}) / H_{ec} = 1 - 110/128 = 0{,}14.$$

Заметим, что долю потерь можно найти без вычисления H_{ec} и $H_{п\,с}$, поскольку

$$\frac{\Delta H}{H_{ec}} = 1 - \frac{m}{m-1} \cdot \frac{k-1}{k}.$$

Важно также отметить, что при малых отношениях давлений изоэнтропический и политропический напоры мало отличаются (в нашем примере — меньше 3%).

§ 9.4. Коэффициент полезного действия компрессоров

В отличие от насосов и вентиляторов, компрессоры нельзя характеризовать коэффициентом полезного действия в обычном понимании этого слова, т. е. как отношение полезного напора к затраченному. Это, на первый взгляд, странное обстоятельство объясняется тем, что невозможно выделить полезный напор в случае охлаждения газа в процессе сжатия. Действительно, из общего уравнения сохранения энергии (9.7)

$$H_e = c_p(T_к - T_н) + (c_к^2 - c_н^2)/2 + q$$

можно заключить, что часть подводимой работы «теряется» (уносится охлаждающей водой) в виде тепла q. Однако бесполезна ли эта «потеря»? На примере изотермического процесса сжатия мы уже видели, что это не так. При изотермическом сжатии вся подведенная работа переходит в тепло, уносимое охлаждающей водой, т. е. вся работа как бы теряется бесполезно. Однако напор H_e при изотермическом сжатии меньше, чем при любом другом процессе сжатия (для $m>1$), если сравнить процессы при одинаковом отношении давлений. Другими словами, поскольку охлаждение приводит к уменьшению затраченного напора, то потерю тепла q нельзя считать бесполезной. Поэтому нельзя выделить и полезный напор.

По указанной причине все так называемые «к. п. д. компрессоров» не являются, строго говоря, к. п. д., а служат лишь для оценки степени приближения реального процесса сжатия к какому-либо теоретическому процессу.

Под коэффициентом полезного действия ступени компрессора напоминают отношение

$$\eta_x = H_x/H_e, \qquad (9.22)$$

где H_e — работа, затрачиваемая на сжатие 1 *кг* газа (с учетом дисковых потерь и утечек); H_x — работа, принятая в качестве полезной.

Обычно под H_x подразумевают изоэнтропический или политропический напор и в соответствии с этим к. п. д. называют изоэнтропическим или политропическим:

$$\eta_a = H_a/H_e; \quad \eta_п = H_п/H_e;$$

$$H_a = c_pT_1\left[(p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right] + (c_2^2 - c_1^2)/2 = c_pT_{10}\left[(p_{20}/p_{10})^{\frac{k-1}{k}} - 1\right];$$

$$H_п = \frac{m}{m-1}RT_1\left[(p_2/p_1)^{\frac{m-1}{m}} - 1\right] + (c_2^2 - c_1^2)/2 = \frac{m}{m-1}R(T_{20} - T_{10}).$$

При отсутствии теплообмена $q=0$; $H_e=c_p(T_{20}-T_{10})$, и выражения для к. п. д. принимают следующий вид:

$$\eta_a=\frac{(p_{20}/p_{10})^{\frac{k-1}{k}}-1}{T_{20}/T_{10}-1}; \tag{9.23}$$

$$\eta_п=\frac{m}{m-1}\cdot\frac{k-1}{k}. \tag{9.24}$$

Уравнение (9.23) устанавливает зависимость между изоэнтропическим к. п. д. и начальными и конечными параметрами газа.

Формулу (9.24) легко видоизменить, заменив в ней значение $m/(m-1)$ из (9.20):

$$\eta_п=\frac{k-1}{k}\cdot\ln\frac{p_{20}}{p_{10}}\Big/\ln\frac{T_{20}}{T_{10}}. \tag{9.25}$$

Заметим, что уравнение (9.20) можно записать как для статических параметров, так и для параметров торможения. Величина m в этих случаях будет разной.

По (9.23) и (9.25) можно установить зависимость между изоэнтропическим и политропическим к. п. д.

$$\eta_a=\frac{(p_{20}/p_{10})^{\frac{k-1}{k}}-1}{(p_{20}/p_{10})^{\frac{k-1}{k\eta_п}}-1}. \tag{9.26}$$

Для удобства анализа и расчетов зависимость (9.26) представлена в виде графика на рис. 9.4. При малых отношениях давлений *($p_2/p_1<1,2\div1,3$) значения η_a и $\eta_п$ близки, и их можно* принимать одинаковыми. Однако по мере увеличения отношения давлений разность $(\eta_п-\eta_a)$ возрастает и становится весьма заметной.

Практическое применение нашел изоэнтропический к. п. д. ступеней, хотя оба к. п. д. по существу равноценны.

К. п. д. компрессора определяют с учетом всех потерь:

$$\eta_{к\,х}=G_кH_х/1000N_e, \tag{9.27}$$

где $G_к$ — расход газа через выходной патрубок компрессора; N_e — потребляемая компрессором мощность.

В неохлаждаемых компрессорах под $H_х$ подразумевают изоэнтропическую работу, а в охлаждаемых — изотермическую:

$$\eta_{кa}=\frac{G_кH_a}{1000N_e};\quad \eta_{к\,из}=\frac{G_кH_{из}}{1000N_e}. \tag{9.28}$$

Заметим, что обычно при испытаниях компрессоров к. п. д. определяется по (9.23):

$$\eta_a = \frac{(p_{к0}/p_{н0})^{\frac{k-1}{k}} - 1}{T_{к0}/T_{н0} - 1}, \qquad (9.29)$$

дающей завышенные значения к. п. д. Действительно, поскольку, согласно (9.10):

$$N_e = \frac{G}{1000\eta_м}\left[c_p(T_{к0} - T_{н0}) + q\right],$$

где $q = Q/G$,

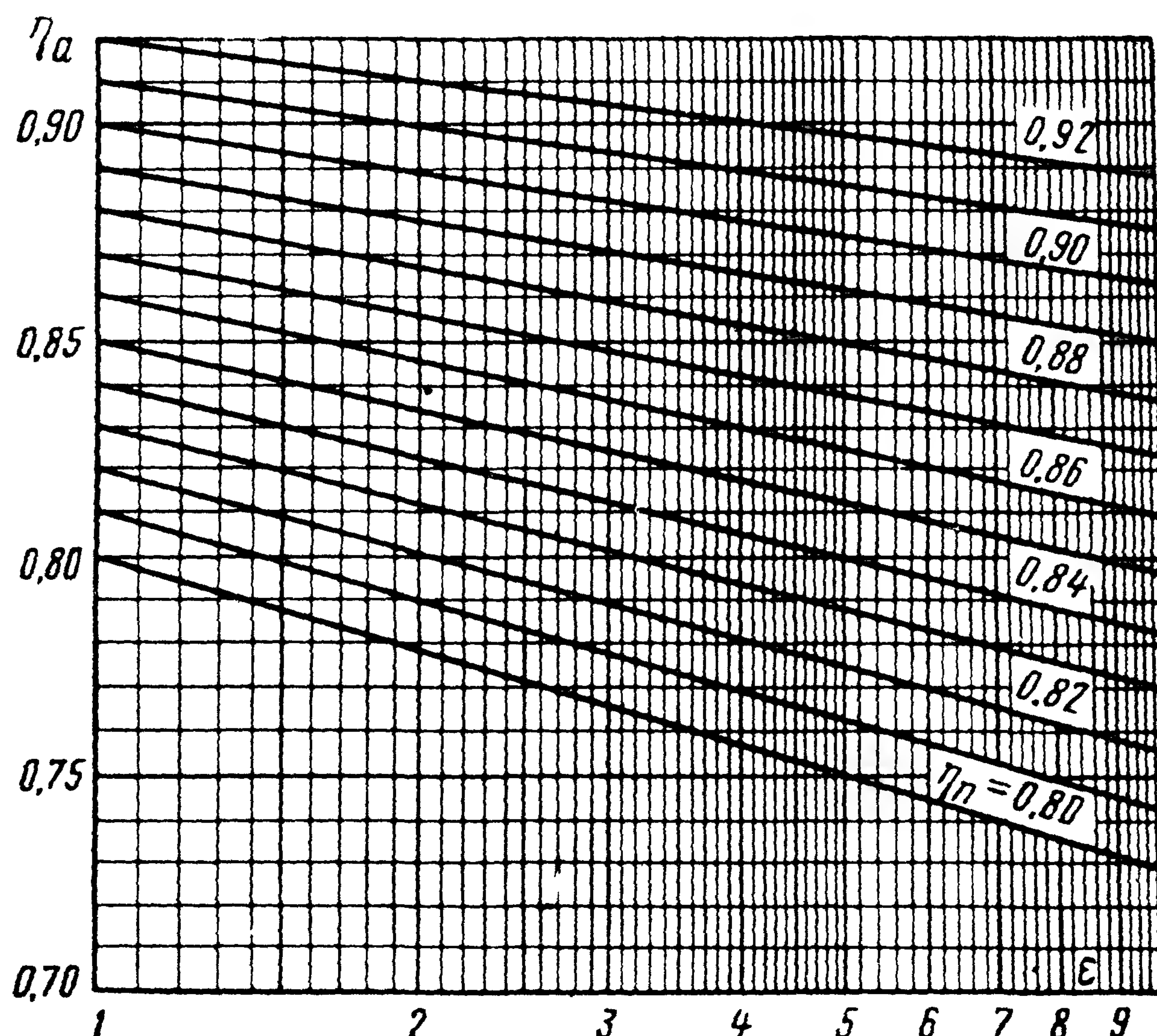


Рис. 9.4. Зависимость между изоэнтропическим и политропическим к. п. д. при различных отношениях давлений

то, принимая $q = \alpha c_p(T_{к0} - T_{н0})$ и полагая, что α — опытный коэффициент, учитывающий отдачу тепла через стенки корпуса, используем первую из формул (9.28) и (9.23), чтобы установить зависимость между $\eta_{ак}$ и η_a:

$$\eta_{ак} = \eta_a \eta_м (1 - \alpha - \eta_{ут}), \qquad (9.30)$$

где $\alpha_{ут} = \Delta G_{у\,к}/G = (G - G_к)/G$ — коэффициент, учитывающий утечки в уплотнения на напорной стороне; $\alpha = 0,01 \div 0,02$.

Даже если, как обычно, к. п. д. $\eta_{ак}$ определяется без учета механических потерь, то формула (9.29) дает завышение к. п. д.

компрессора на (1÷2) % в крупных машинах и на (3÷5) % — в центробежных компрессорах малых размеров. Правда, в лабораторных условиях можно существенно снизить утечки (или измерять их величину и учитывать), теплоизолировать корпус компрессора и таким путем снизить ошибку в определении к. п. д. малых компресоров также до (1÷2) %.

Пример 9.3. Определить изоэнтропический и политропический к. п. д. неохлаждаемого компрессора, если, по данным испытаний, $T_{н0}=293° К$; $\varepsilon_0 = p_{к0}/p_{н0}$; $T_{к0}=420° К$.

Определяем

$$T_{к0}/T_{н0} = 420/293 = 1,432.$$

К. п. д. η_a и $\eta_п$ находим по (9.22) и (9.25):

$$\eta_a = (3^{0,286} - 1)/(1,432 - 1) = 0,855; \quad \eta_п = 0,286 \lg 3/\lg 1,432 = 0,874.$$

Заметим, что в нашем примере политропический к. п. д. больше изоэнтропического всего на 2,5%. Кроме того, следует иметь в виду, что найденные значения к. п. д. завышены на 1—2%, поскольку не учитывают утечек и охлаждения корпуса компрессора окружающим воздухом.

§ 9.5. Охлаждение газа в компрессорах

Обычно газ в компрессорах охлаждается в специальных промежуточных холодильниках. Принципиальная схема компрессорах с двумя промежуточными холодильниками показана на рис. 9.5. Газ сжимается в компрессоре низкого давления К. Н. Д., затем охлаждается в первом холодильнике X. Охлажденный газ сжимается в компрессоре среднего давления К. С. Д, затем охлаждается во втором холодильнике X и сжимается в компрессоре высокого давления К. В. Д. Если есть холодная вода, иногда целесообразно охлаждать газ перед К. Н. Д.

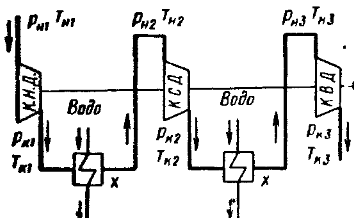


Рис. 9.5. Схема компрессора с двумя промежуточными холодильниками

Газ в холодильниках обычно охлаждается водой, проходящей внутри трубок, закрепленных между трубными досками холодильника; газ движется между трубками. В последние годы изучается возможность охлаждения газов в компрессорах путем впрыска воды в проточную часть компрессора. Установлено, что такой путь весьма эффективен, если применять дистиллированную воду, во избежание отложения солей в проточной части компрессора и турбины. Однако остается неясным вопрос о возможности длительной работы без эрозии.

Как уже указывалось, влияние охлаждения сказывается, с одной стороны, на уменьшении потребляемой мощности, что всегда рационально, а с другой — на уменьшении энтальпии газа $i_к=c_pT_к$, а это в некоторых случаях нежелательно. Поэтому может оказаться нецелесообразным и охлаждение газа в компрессорах.

Поскольку обычно компрессоры являются не самостоятельными установками, а служат в качестве элементов более сложных установок, то вопрос о рациональности охлаждения нужно решать, исходя из условия максимальной экономичности установки в целом. Расчеты показывают, что охлаждение в компрессорах газотурбинных установок в большинстве случаев приводит к увеличению к. п. д. установки (даже при отсутствии регенерации тепла).

Распределение давлений в компрессоре при промежуточном охлаждении. Предположим, что общее отношение давлений в компрессоре $\varepsilon_к=p_к/p_н$ выбрано, число холодильников известно и требуется правильно распределить давления по отдельным корпусам компрессора. В общем случае задача должна решаться по условию максимальной экономичности установки в целом (например, газотурбинной). Однако часто основным оказывается требование минимальной суммарной мощности, потребляемой компрессорами. В этом случае решение задачи не зависит ни от схемы включения компрессоров, ни от схемы установки.

Итак, решим частичную задачу для компрессора с двумя промежуточными холодильниками: найдем такое распределение давления по отдельным корпусам компрессора, при котором суммарная его мощность достигнет минимальной величины.

Определим суммарную работу, затраченную на сжатие в трех корпусах:

$$H=H_1+H_2+H_3=\frac{1}{\eta_{a1}}c_pT_{н1}\left(\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}}-1\right)+$$

$$+\frac{1}{\eta_{a2}}c_pT_{н2}\left(\varepsilon_2^{\frac{k-1}{k}}-1\right)+\frac{1}{\eta_{a3}}c_pT_{н3}\left(\varepsilon_3^{\frac{k-1}{k}}-1\right),$$

где η_{a1}, η_{a2} и η_{a3} — изоэнтропические к. п. д. соответствующих корпусов компрессора.

Общее отношение давлений в компрессоре $\varepsilon_к=p_{к3}/p_{н1}$ связано с отношениями давлений в отдельных корпусах:

$$\varepsilon_к=\frac{p_{к3}}{p_{н1}}=\frac{p_{к1}}{p_{н1}}\cdot\frac{p_{к2}}{p_{н2}}\cdot\frac{p_{к3}}{p_{н3}}\cdot\frac{p_{н2}}{p_{к1}}\cdot\frac{p_{н3}}{p_{к2}},$$

или

$$\varepsilon_к=\lambda_{\varepsilon2}\lambda_{\varepsilon3}\varepsilon_1\varepsilon_2\varepsilon_3. \qquad (9.31)$$

Коэффициенты $\lambda_{\varepsilon 2}=p_{н2}/p_{к1}$ и $\lambda_{\varepsilon 3}=p_{н3}/p_{к2}$ служат мерой потерь давления в холодильниках; величина их зависит от конструкции холодильников и принятых скоростей газа. Ориентировочно можно принимать $\lambda_{\varepsilon 2}=\lambda_{\varepsilon 3}\approx 0{,}99$.

Обозначив далее

$$\tau_2=\frac{T_{н2}}{T_{н1}}\cdot\frac{\eta_{a1}}{\eta_{a2}};\quad \tau_3=\frac{T_{н3}}{T_{н1}}\cdot\frac{\eta_{a1}}{\eta_{a3}}$$

и используя зависимость (9.31), получим для определения H следующее выражение:

$$\frac{\eta_{a1}H}{c_pT_{н1}}=\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}}-1+\tau_2\left(\varepsilon_2^{\frac{k-1}{k}}-1\right)+\tau_3\left[\left(\frac{\varepsilon_к}{\lambda_{\varepsilon 2}\lambda_{\varepsilon 2}\varepsilon_1\varepsilon_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right].$$

Теперь работа H выражена в виде функции двух независимых переменных ε_1 и ε_2. Поэтому для определения условий минимума вначале определим отношение давлений ε_1, которое при постоянном ε_2 соответствует минимальному значению H. Для этого решим уравнение $\frac{\partial H}{\partial\varepsilon_1}=0$ относительно ε_1. После дифференцирования и преобразований находим

$$\varepsilon_1^{2\frac{k-1}{k}}=\left(\frac{\varepsilon_к}{\lambda_{\varepsilon 2}\lambda_{\varepsilon 3}\varepsilon_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Затем определим ε_2, которое при постоянном ε_1 соответствует минимальному значению H:

$$\varepsilon_2^{2\frac{k-1}{k}}=\frac{\tau_2}{\tau_3}\left(\frac{\varepsilon_к}{\lambda_{\varepsilon 2}\lambda_{\varepsilon 3}\varepsilon_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Совместное решение двух последних уравнений позволяет найти ε_1 и ε_2, соответствующие минимуму H при трехступенчатом сжатии:

$$\varepsilon_1=\sqrt[3]{\frac{\varepsilon_к}{\lambda_{\varepsilon 2}\lambda_{\varepsilon 3}}(\tau_2\tau_3)^{\frac{k}{k-1}}};\quad \varepsilon_2=\frac{\varepsilon_1}{\tau_2^{\frac{k}{k-1}}};\quad \varepsilon_3\frac{\varepsilon_1}{\tau_3^{\frac{k}{k-1}}}. \qquad (9.32)$$

Аналогично *при двухступенчатом сжатии* получаем

$$\varepsilon_1=\sqrt{\frac{\varepsilon_к}{\lambda_{\varepsilon 2}}\tau_2^{\frac{k}{k-1}}};\quad \varepsilon_2=\frac{\varepsilon_1.}{\tau_2^{\frac{k}{k-1}}}\quad\left(\varepsilon_2=\frac{\varepsilon_к}{\lambda_{\varepsilon 2}\varepsilon_1}\right);$$

при четырехступенчатом сжатии:

$$\varepsilon_1=\sqrt[4]{\frac{\varepsilon_\text{к}}{\lambda_{\varepsilon 2}\lambda_{\varepsilon 3}\lambda_{\varepsilon 4}}(\tau_2\tau_3\tau_4)^{\frac{k}{k-1}}};\quad \varepsilon_2=\frac{\varepsilon_1}{\tau_2^{\frac{k}{k-1}}};$$

$$\varepsilon_3=\frac{\varepsilon_1}{\tau_3^{\frac{k}{k-1}}};\quad \varepsilon_4=\frac{\varepsilon_1}{\tau_4^{\frac{k}{k-1}}}.$$

В идеальном случае, при отсутствии потерь давления в холодильниках ($\lambda_{\varepsilon 2}=\lambda_{\varepsilon 3}=...=\lambda_{\varepsilon z}=1$) и $\tau_2=\tau_3=...=\tau_z=1$, получаем

$$\varepsilon_1=\varepsilon_2=\ldots=\varepsilon_z=\sqrt[z]{\varepsilon_\text{к}}.$$

Таким образом, в идеальном случае оптимальные отношения давлений во всех корпусах должны быть одинаковы.

Практически температура газа перед всеми корпусами, кроме К. Н. Д., одинакова и выше, чем перед К. Н. Д. А поскольку к. п. д. компрессоров отличается незначительно, то, как правило, $\tau_2\approx\tau_3\approx\tau_4>1$. Легко убедиться, что в этом случае отношение давлений во втором и последующих корпусах одинаково ($\varepsilon_2=$ $=\varepsilon_3=\varepsilon_4$), а в первом — больше ($\varepsilon_1>\varepsilon_2$).

Число холодильников определяется, кроме общего отношения давления в компрессоре $\varepsilon_\text{к}$, целым рядом факторов (назначением компрессора, наличием холодных источников воды, типом компрессора и другими), и поэтому выбор его возможен только на основании технико-экономических расчетов.

§ 9.6. Скорость звука. Число Маха

Скорость звука. Скорость звука определяют как скорость распространения малых возмущений:

$$a=\sqrt{dp/d\rho}. \tag{9.33}$$

Поскольку процесс распространения малых возмущений можно считать изоэнтропическим, то для идеального газа

$$\frac{dp}{d\rho}=k\frac{p}{\rho}\quad\text{и}\quad a=\sqrt{k\frac{p}{\rho}}=\sqrt{kRT}.$$

Для реального газа производная $\frac{dp}{p\rho}$ должна определяться с учетом зависимостей (9.2) и (9.3); если при этом пренебречь влиянием производной $\frac{\partial z}{\partial T}$, то

$$a\approx\sqrt{kzRT}. \tag{9.34}$$

Величина скорости звука зависит от подвода (отвода) тепла или механической работы, поскольку может изменяться температура газа T. Однако формулы (9.33) и (9.34) остаются справедливыми при любом воздействии на газ, не вызывающем химических превращений. Физически это легко объясняется тем, что изменение давления и плотности в волне можно рассматривать как малые ,но конечные величины, а толщина волны δ столь мала, что ее следует считать бесконечно малой. Поэтому любые массовые силы при переходе через звуковую волну дают слагаемые более высокого порядка малости, чем изменения плотности $\Delta\rho$ и давления Δp.

Критическая скорость. Во многих случаях наряду со скоростью звука удобно использовать понятие критической скорости a_*, под которой подразумевают местную скорость, равную скорости звука. Для определения критической скорости воспользуемся общим уравнением сохранения энергии (9.7), приняв в нем $H_e = q = 0$; $T_н = T_0$; $c_н = 0$;

$$\frac{k}{k-1} R(T_* - T_0) + \frac{a_*^2}{2} = 0,$$

где T_* — критическая температура.

С другой стороны, скорость a_* как скорость звука можно определить по (9.33):

$$a_*^2 = kRT_*.$$

Из последних двух равенств находим

$$a_* = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0} = \sqrt{\frac{2}{k+1}}\, a_0, \tag{9.35}$$

где a_0 — скорость звука в неподвижной среде:

$$a_0 = \sqrt{kRT_0}.$$

Заметим, что для воздуха

$$a = 20{,}1\sqrt{T}; \quad a_* = 18{,}3\sqrt{T_0},$$

в общем случае

$$a = A\sqrt{T}; \quad a_* = A_*\sqrt{T_0}.$$

Значения постоянных A и A_* для некоторых газов приведены в табл. 9.1.

Число М и безразмерная скорость λ. Скорости течения в компрессорах соизмеримы со скоростью звука, а в некоторых случаях даже больше ее. В этих условиях важной характеристикой течения является отношение скорости течения к скорости звука

$$M = w/a \quad \text{(число Маха)}$$

или к критической скорости

$$\lambda = w/a_* \text{ (безразмерная скорость).}$$

Число М (или безразмерная скорость) является одним из основных критериев подобия течений, определяющих эффект сжимаемости. Как известно, при сверхзвуковых скоростях резко изменяется характер течения.

Легко убедиться, что между М и λ существует однозначная зависимость

$$\lambda^2 = \frac{k+1}{\frac{2}{M^2} + k - 1}. \qquad (9.36)$$

Согласно (9.36), $\lambda = 0$ при $M = 0$; $\lambda = 1$ при $M = 1$;

$$\lambda = \sqrt{(k+1)/(k-1)} \text{ при } M = \infty.$$

§ 9.7. Использование газодинамических функций для расчета течений с учетом сжимаемости

Расчет течения в элементах компрессоров осложняется изменением плотности газа. Во многих случаях расчет упрощается, если использовать таблицы газодинамических функций. Рассмотрим две основные задачи, встречающиеся при проектировании и поверочном расчете компрессоров.

Задача 1. Известны треугольники скоростей, требуется определить давление и температуру газа. Это — основная задача при проектировании компрессоров.

Решение задачи начинаем с определения температуры. Приняв в (9.7) $q = 0$ и

$$H_т = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} = (u_2^2 - u_1^2)/2 + (w_1^2 - w_2^2)/2 + (c_2^2 - c_1^2)/2,$$

получим

$$T_2 = T_1 + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2c_p} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2c_p}. \qquad (9.37)$$

Индекс «*1*» относится к сечению (обычно перед решеткой), где известны все параметры газа; индекс «*2*» — к произвольному сечению (обычно — за решеткой).

Для определения отношения давлений воспользуемся понятием изоэнтропического к. п. д. решетки

$$\eta_a = \frac{H_a}{c_p (T_2 - T_1)} = \frac{T_{2a} - T_1}{T_2 - T_1}, \qquad (9.38)$$

где T_{2a} — температура в конце изоэнтропического сжатия:

$$T_{2a} = T_1 + \eta_a (T_2 - T_1). \qquad (9.39)$$

Отношение давлений

$$\varepsilon = p_2/p_1 = (T_{2a}/T_1)^{\frac{k}{k-1}}. \qquad (9.40)$$

В таблицах газодинамических функций имеются отношения T/T_0 и p/p_0, связанные также уравнением изоэнтропы:

$$p/p_0 = (T/T_0)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Поэтому по отношению T_{2a}/T_1 и таблицам для данного показателя изоэнтропы k можно найти p_2/p_1.

Иногда для определения отношения давлений пользуются политропическим к. п. д. Из (9.25) следует зависимость

$$p_2/p_1 = (T_2/T_1)^{\frac{k}{k-1}\eta_п}. \qquad (9.41)$$

К. п. д. η_a (или $\eta_п$) оценивается по данным испытаний аналогичных решеток.

Зная давление и температуру, с помощью уравнения состояния легко найти плотность газа, а по уравнению неразрывности — необходимое проходное сечение.

Задача 2. Известен расход газа и параметры в каком-либо сечении (обычно — на входе в решетку или канал); требуется найти параметры в другом счении, площадь проходного сечения которого известна. Это — основная задача при поверочном расчете компрессора.

Решение задачи не вызывает затруднений, если пренебречь влиянием потерь, подвода энергии и теплообмена, рассматривая процесс как изоэнтропический. Для упрощения решения вводят в расчет безразмерную плотность потока массы

$$q = \frac{\rho}{\rho_*}\lambda,$$

что предельно упрощает уравнение неразрывности

$$q_2 f_2 = q_1 f_1 = \text{const}. \qquad (9.42)$$

Значения q приведены в таблицах газодинамических функций. Последовательность расчета следующая: по безразмерной скорости λ_1 находят функцию q_1, по (9.42) вычисляют q_2 и по нему и таблицам находят λ_2. Плотность, давление и температуру также можно найти с помощью таблиц: для этого находят значения ρ_1/ρ_0, p_1/p_0 и T_1/T_0 соответственно λ_1, а ρ_2/ρ_0, p_2/p_0 и T_2/T_0 соответственно — λ_2. Далее вычисляют:

$$\rho_2 = \rho_1 \frac{(\rho_2/\rho_0)}{(\rho_1/\rho_0)}; \quad p_2 = p_1 \frac{(p_2/p_0)}{(p_1/p_0)}; \quad T_2 = T_1 \frac{(T_2/T_0)}{(T_1/T_0)}.$$

Если течение газа сопровождается подводом энергии в относительном движении, как, например, в рабочем колесе центробеж-

ного компрессора, то (9.42) неприменимо, ибо при его выводе критическая скорость предполагалась постоянной.

Преобразуем уравнение неразрывности

$$\rho_1 w_1 f_1 = \rho_2 w_2 f_2$$

так, чтобы можно было воспользоваться функцией q. Для этого запишем

$$\frac{\rho_1 w_1}{\rho_{1*} w_{1*}} f_1 = \frac{\rho_2 w_2}{\rho_{2*} w_{2*}} f_2 \frac{\rho_{2*}}{\rho_{1*}} \cdot \frac{w_{2*}}{w_{1*}}$$

и заменим, воспользовавшись (9.35),

$$w_* / w_{1*} = a_* / a_{1*} = \sqrt{T_0 / T_{10}}.$$

Кроме того, учтем, что

$$\rho_{2*} = \rho_{20} (\rho_{2*} / \rho_{20}); \quad \rho_{1*} = \rho_{10} (\rho_{1*} / \rho_{10}),$$

причем $\frac{\rho_{2*}}{\rho_{20}} = \frac{\rho_{1*}}{\rho_{10}}$, а $\rho_{10} = \frac{p_{10}}{RT_{10}}$; $\rho_{20} = \frac{p_{20}}{RT_{20}}$.

После подстановок получим

$$q_2 f_2 = q_1 f_1 \frac{p_{10}}{p_{20}} \sqrt{\frac{T_{20}}{T_{10}}}, \tag{9.43}$$

где $q = \lambda \frac{\rho}{\rho_*}$.

Если потери составляют заметную величину, то целесообразно ввести коэффициент восстановления давления

$$\sigma = p_{20} / p_{20т},$$

где p_{20} — давление торможения в данном сечении; $p_{20т}$ — теоретическое давление торможения в данном сечении, которое достигается при течении между сечением *1* и данным сечением без потерь.

Тогда

$$q_2 f_2 = q_1 f_1 \frac{p_{10}}{p_{20т}} \frac{1}{\sigma} \sqrt{\frac{T_{20}}{T_{10}}}, \tag{9.44}$$

или

$$q_2 f_2 = q_1 f_1 \frac{1}{\sigma} \left(\frac{T_{10}}{T_{20}} \right)^{\frac{1}{2} \cdot \frac{k+1}{k-1}}. \tag{9.45}$$

Следует заметить, что формулы (9.43) и (9.44) — общие, справедливые при наличии теплообмена, а (9.45) применима только

при отсутствии теплообмена, ибо при ее выводе принято уравнение изоэнтропы

$$p_{10}/p_{20\text{т}}=(T_{10}/T_{20})^{\frac{k}{k-1}}.$$

Температура торможения T_0 должна определяться в относительном движении. Если теплообменом можно пренебречь, то, согласно (9.37),

$$T_{20}=T_{10}+\frac{u_2^2-u_1^2}{2c_p}, \tag{9.46}$$

где $T_{20}=T+\frac{w_2^2}{2c_p}$; $T_{10}=T_1+\frac{w_1}{2c_p}$.

Разумеется, для неподвижной решетки $u_2=u_1=0$, а в решетке рабочего колеса осевого компрессора $u_2\approx u_1$; в обоих случаях $T_{20}\approx T_{10}$.

Итак, отношение температур торможения T_{10}/T_{20} можно определить, и при использовании уравнения (9.45) его можно считать известной величиной.

Коэффициент восстановления давления σ является мерой гидравлических потерь и существенным образом зависит от числа М, поэтому его нужно брать на основании опытных данных при соответствующих числах М.

Для вращающихся решеток коэффициент σ можно выразить через к. п. д., определенный по параметрам торможения:

$$\eta_a=\frac{(p_{20}/p_{10})^{\frac{k-1}{k}}-1}{T_{20}/T_{10}-1}.$$

Заменяя в этом выражении

$$\frac{p_{20}}{p_{10}}=\frac{p_{20}}{p_{20\text{т}}}\cdot\frac{p_{20\text{т}}}{p_{10}}=\sigma\left(\frac{T_{20}}{T_{10}}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

и решая его относительно σ, получаем выражение

$$\sigma^{\frac{k-1}{k}}=1-(1-\eta_a)(1-T_{10}/T_{20}), \tag{9.47}$$

которым удобно пользоваться, так как к. п. д. η_a в меньшей степени зависит от числа М, чем σ.

Пример 9.4. Найти параметры воздуха за рабочими лопастями ступени осевого компрессора, если $p_1=1{,}5\cdot10^5$ *н/м²*, $T_1=300°$ К, а из треугольников скоростей $w_1=260$ *м/сек*, $w_2=189$ *м/сек*; $u_2\approx u_1$. Принять к. п. д. $\eta_a=0{,}93$.

Температуру воздуха T_2 находим по (9.45):

$$T_2=300+\frac{260^2-189^2}{2\cdot1004}=315{,}9°\text{ К}.$$

Температуру в конце изоэнтропического сжатия T_{2a} определяем по (9.47)·

$$T_{2a} = 300 + 0{,}93\,(315{,}9 - 300) = 314{,}9^\circ\ \text{K}.$$

По отношению температур $T_1/T_{2a}=0{,}952$ и таблицам газодинамических функций для $k=1{,}4$ определяем отношение давлений $p_1/p_2=0{,}842$. Получаем:

$$p_2 = p_1\,(p_2/p_1) = 1{,}5\cdot 10^5/0{,}842 = 1{,}78\cdot 10^5\ \text{н/м}^2;$$

$$\rho_2 = 1{,}78\cdot 10^5/(287\cdot 315{,}9) = 1{,}96\ \text{кг/м}^3.$$

Пример 9.5. Найти давление воздуха за рабочим колесом центробежного компрессора, если $p_{10}=0{,}95\cdot 10^5$ *н/м²*; $T_1=290^\circ$ K; $w_1=159{,}4$ *м/сек*; $u_1=150$ *м/сек*; $c_u=0$; $m=d_2/d_1=1{,}8$; $l_2/l_1=0{,}5$; $\beta_2=30^\circ$.

Вначале находим отношение площадей f_2/f_1. Если $c_{1u}=0$, то

$$\cos\beta_1 = u_1/w_1 = 0{,}942;\quad \beta_1 = 20^\circ;$$

$$\frac{d_1}{d_2}\cdot\frac{l_1}{l_2}\cdot\frac{\sin\beta_1}{\sin\beta_2}\cdot\frac{\mu_{v1}}{\mu_{v2}} = \frac{1}{1{,}8\cdot 0{,}5}\cdot\frac{0{,}343}{0{,}5} = 0{,}763,$$

где принимаем $\mu_{v2}=\mu_{v1}$.

Температура торможения в относительном движении

$$T_{10} = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_p} = 290 + \frac{159{,}4^2}{2\cdot 1004} = 302{,}7^\circ\ \text{K};$$

$$T_{20} = T_{10} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2c_p} = 302{,}7 + \frac{270^2 - 150^2}{2\cdot 1004} = 327{,}9^\circ\ \text{K}.$$

Критические скорости:

$$a_* = \sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_0};\quad a_{*1} = 18{,}3\sqrt{302{,}7} = 318\ \text{м/сек};$$

$$a_{*2} = 18{,}3\sqrt{327{,}9} = 331\ \text{м/сек}.$$

Безразмерная скорость в сечении *1*

$$\lambda_1 = w_1/a_{*1} = 159{,}4/318 = 0{,}502.$$

Безразмерную плотность потока массы в сечении *1* находим по $\lambda_1=0{,}502$ и таблицам газодинамических функций: $q_1=0{,}7093$.

Коэффициент восстановления давления определяем по (9.47):

$$\sigma = [1 - (1 - 0{,}93)\,(1 - 302{,}7/327{,}9)]^{3,5} = 0{,}981;$$

функцию q_2 — по (9.45):

$$q_2 = \frac{0{,}7093\cdot 0{,}763}{0{,}981}\left(\frac{302{,}7}{327{,}9}\right)^3 = 0{,}434.$$

По таблицам газодинамических функций находим $\lambda_2=0{,}285$ и вычисляем w_2:

$$w_2 = a_{*2}\lambda_2 = 331\cdot 0{,}285 = 94{,}3\ \text{м/сек}.$$

Давление торможения:

$$p_{20} = \sigma p_{20\,\text{т}} = \sigma p_{10}\,(T_{20}/T_{10});$$

$$p_{20} = 0{,}981\cdot 0{,}95\cdot 10^5\,(327{,}9/302{,}7)^{3,5} = 1{,}224\cdot 10^5\ \text{н/м}^2.$$

Действительное давление

$$p_2/p_{20} = (T/T_{20})^{\frac{k}{k-1}};$$

$$T_2 = T_{20} - \frac{w_2^2}{2c_p} = 327{,}9 - \frac{94{,}3^2}{2 \cdot 1004} = 323{,}5^\circ\ K;$$

$$p_2 = 1{,}224 \cdot 10^5 (323{,}5/327{,}9)^{3,5} = 1{,}167 \cdot 10^5\ н/м^2;$$

$$\rho_2 = \frac{1{,}167 \cdot 10^5}{287 \cdot 323{,}5} = 1{,}26\ кг/м^3.$$

Глава десятая

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОМПРЕССОРЫ

§ 10.1. Устройство центробежного компрессора

Центробежные компрессоры аналогичны центробежным насосам, однако отличаются большим разнообразием схем, особенно это относится к одноступенчатым машинам.

Некоторые схемы *одноступенчатых компрессоров* представлены на рис. 10.1. Компрессор с закрытым рабочим колесом и спиральной камерой (рис. 10.1, *а*) применяется при малых и умеренных окружных скоростях (примерно до 300 *м/сек*). По этой схеме выполняются центробежные насосы. Отсутствие зазора между рабочими лопастями и корпусом и хорошее уплотнение зазора между кольцом и корпусом обеспечивают к. п. д. таких компрессоров на 2—3% больший, чем к. п. д. компрессоров с полуоткрытыми колесами (рис. 10.1, *в*, *г*). Отсутствие лопастных или безлопастных диффузоров допустимо только при малых углах $\beta_{2р}$, обеспечивающих большую степень реактивности и, как следствие, снижение доли потерь в улитке.

Если угол $\beta_{2р}$ достаточно велик (порядка 40÷50°), то компрессоры выполняют с диффузорами (см. рис. 10.1, *б*, *в*, *г*). Рабочие лопасти компрессоров с полуоткрытыми рабочими колесами — без кольца («покрывающего диска») — отлиты или выфрезерованы за одно целое с диском и ступицей и обычно выполняются из алюминиевых сплавов (например, АК-4, АК-6). Кроме того, обычно лопасти изготовляют так, чтобы в них отсутствовали изгибные напряжения; для осерадиальных рабочих колес (рис. 10.1, *в*) это означает, что выходной угол $\beta_{2р}=90°$. Основное преимущество таких рабочих колес — возможность достичь больших окружных скоростей (порядка 500 *м/сек*). Полуоткрытые рабочие колеса нашли широкое применение в наддувных агрегатах двигателей внутреннего сгорания и газотурбинных установках малой мощности. В последнее время начинают применяться полуоткрытые рабочие колеса диагонального

типа (см. рис. 10.1, *г*). В таких колесах поток поворачивается на меньший угол (в меридиональном сечении), что обусловливает меньший перекос скоростей и поэтому — более высокий к. п. д. Согласно некоторым опытам, переход от осерадиальных к диагональным рабочим колесам позволяет увеличить к. п. д. ком-

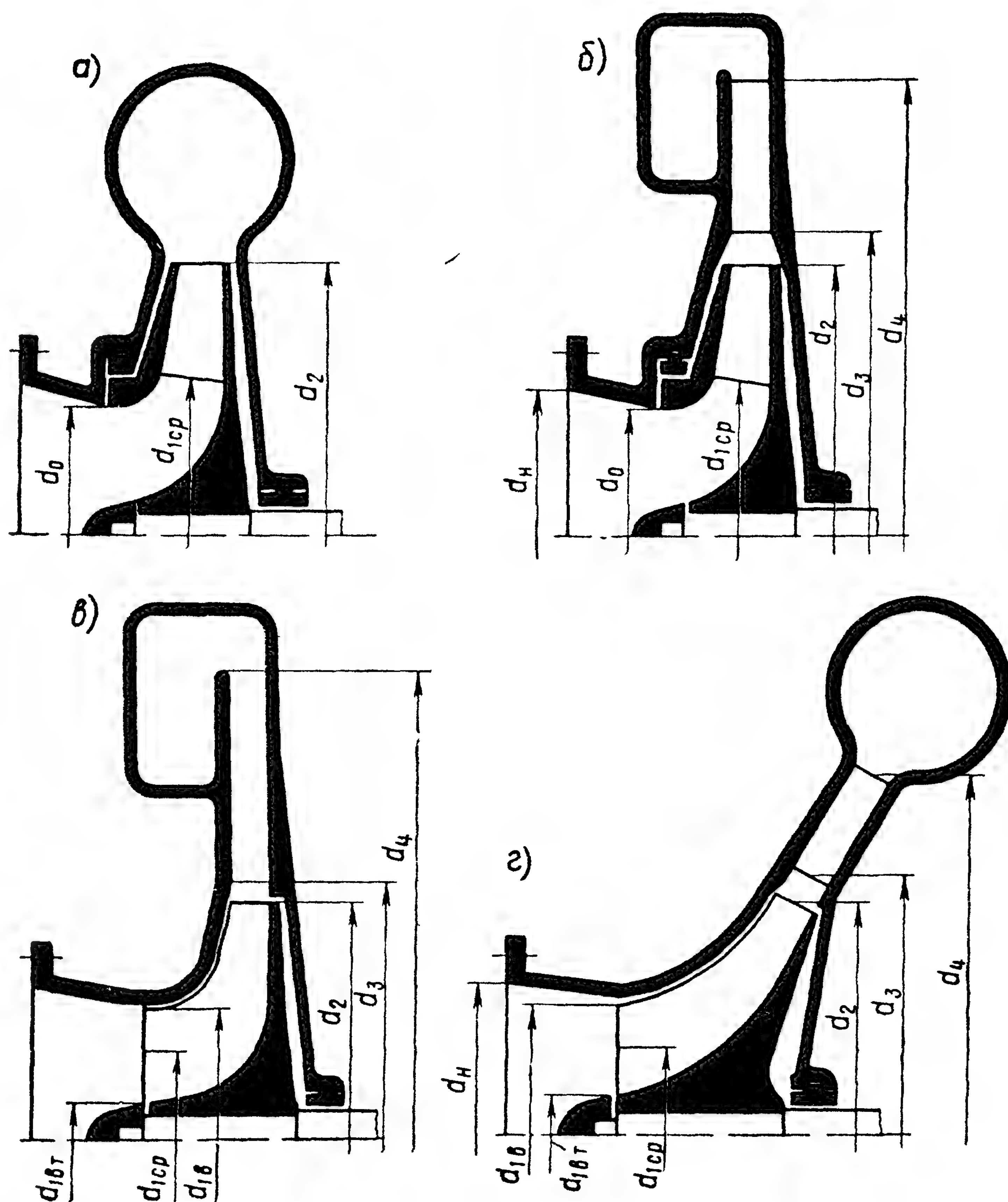


Рис. 10.1 Схемы одноступенчатых компрессоров

прессора примерно на 2%. Рабочие колеса осерадиального и диагонального типов характеризуются малой степенью реактивности и поэтому требуют установки диффузора за рабочим колесом.

Многоступенчатые компрессоры аналогичны многоступенчатым насосам. Обычные схемы многоступенчатых компрессоров — машины с безлопастными, лопастными и канальными диффузорами.

§ 10.2. Особенности рабочего колеса центробежного компрессора

Рабочие колеса центробежных компрессоров во многом схожи с колесами вентиляторов (рис. 10.2). Некоторые конструктивные отличия связаны с требованиями прочности. Диск выполняется заодно со ступицей, толщина диска уменьшается к периферии. Кольцо также переменной толщины с утолщением на

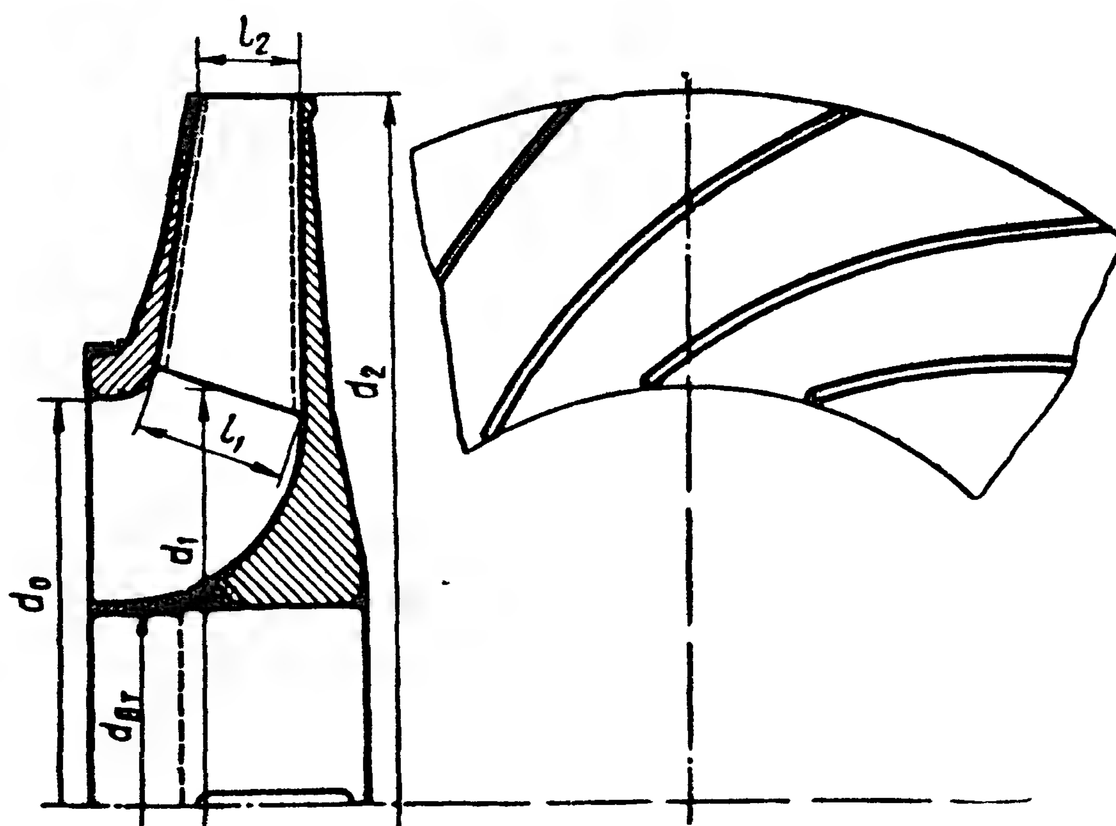


Рис. 10.2. Рабочее колесо центробежного компрессора

внутреннем диаметре для организации лабиринтовых уплотнений. И кольцо, и диск изготовляются из поковок токарной обработкой. От формы меридионального сечения рабочего колеса, образованного обводами кольца и диска со ступицей, зависит поле меридиональных проекций скоростей, а следовательно, и к. п. д. рабочего колеса, особенно во входном участке, организующем поворот потока почти на 90°. Для уменьшения резкого перекоса скоростей необходимо по возможности уменьшать кривизну обводов в поворотном участке, особенно обвода кольца. Увеличение радиуса скругления наружного обвода вдвое, по опытам НЗЛ, позволяет увеличить к. п. д. ступени компрессора примерно на 1%. Сами обводы целесообразно выполнять в виде плавных кривых, без скачкообразного изменения кривизны, а в основной части канала, где расположены рабочие лопасти, — в виде прямых линий, что облегчает изготовление и крепление рабочих лопастей. Обычно стремятся делать такой обвод рабочего колеса, при котором $c_1 \approx c_0$ и $c_{2m} \approx c_{1m}$, хотя в узких колесах последнее условие нарушается и взамен него принимают $l_1 \approx l_2$, как и в насосах с узкими колесами.

Рабочие лопасти изготовляются загнутыми назад, обычно с углом $\beta_{2р} < (40 \div 50)°$ и лопастями постоянной толщины, с округленной входной и скошенной выходной кромками. Наиболее распространены лопасти в виде дуги окружности, хотя такая форма, как уже указывалось, не является наиболее целесообразной. Ввиду большой густоты решеток иногда лопасти через одну укорачивают (двухъярусные решетки), что, согласно опытам ЛПИ, несколько увеличивает к. п. д. рабочего колеса. Число рабочих лопастей обычно определяют по (2.24) с числовым коэффициентом 11 ($\bar{t}_{ср}' \approx 0{,}3$). Рабочая лопасть с отбортовкой Z-образной

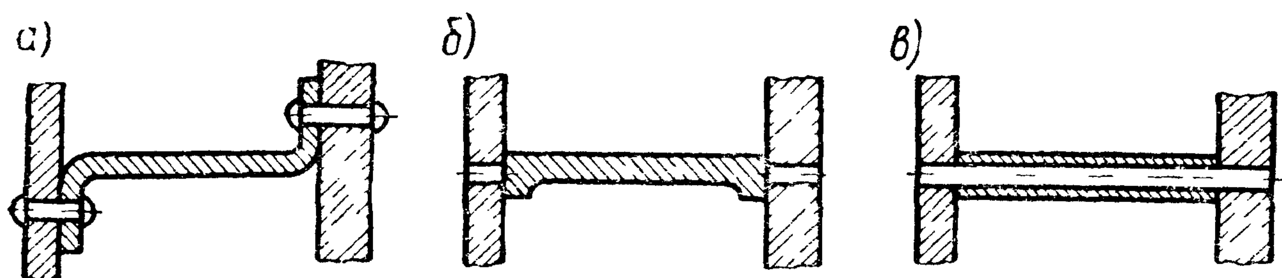


Рис. 10.3. Сечения рабочих лопастей колес центробежных компрессоров

формы (рис. 10.3, *а*) крепится к диску и кольцу заклепками. Наряду с такими лопастями применяется отбортовка корытообразной формы. При значительной толщине (у крупных машин — более 4÷6 *мм*) лопасти фрезеруются заодно с шипами, с помощью которых крепятся к диску и кольцу (рис. 10.3, *б*). Такие лопасти обеспечивают аэродинамически совершенную проточную часть, но сложны в изготовлении. Более просты лопасти со сквозными сверлениями, сквозь которые проходят стержни, выполняющие роль шипов (рис. 10.3, *в*). Такие лопасти приходится делать значительной толщины.

§ 10.3. Безлопастный диффузор

Как уже указывалось, в безлопастном диффузоре кинетическая энергия потока, покинувшего рабочее колесо, частично преобразуется в потенциальную; повышается статическое давление от p_2 за рабочим колесом до p_4 — на выходе из диффузора; соответственно скорость уменьшается от c_2 до c_4.

Следует оговориться, что поле скоростей на входе в диффузор неравномерно и нестационарно. В дальнейшем под скоростями подразумеваются осредненные по сечению и времени величины, что позволяет дать лишь грубую количественную оценку при определении параметров газа.

Закон распределения скоростей в диффузоре. Найдем закон изменения средней скорости c по радиусу, полагая течение безотрывным и пренебрегая изменением коэффициента заполнения сечения μ_v.

Радиальную проекцию скорости находим с помощью уравнения неразрывности, записанного для сечений за рабочим колесом и на произвольном радиусе r:

$$\pi d_2 l_2 \rho_2 c_{2r} = \pi d l \rho c_r; \quad \frac{c_r}{c_{2r}} = \frac{r_2}{r} \cdot \frac{l_2}{l} \cdot \frac{\rho_2}{\rho}. \qquad (10.1)$$

В частном случае, в диффузоре постоянной ширины ($l = \text{const}$) для течения несжимаемой жидкости радиальная проекция скорости обратно пропорциональна радиусу сечения:

$$c_r / c_{2r} = r_2 / r. \qquad (10.2)$$

Окружную проекцию скорости приближенно можно определить из условия сохранения момента количества движения, справедливого только при отсутствии трения:

$$c_u = r_2 c_{2u}; \quad c_u / c_{2u} = r_2 / r. \qquad (10.3)$$

Влияние трения приводит к снижению момента количества движения и, следовательно, скорости c_u. Однако в нашем приближенном анализе в более точном определении c_u нет необходимости.

Суммарная скорость в диффузоре

$$c = \sqrt{c_r^2 + c_u^2}.$$

В частном случае, для течения идеальной несжимаемой жидкости в диффузоре постоянной ширины

$$c / c_2 = r_2 / r. \qquad (10.4)$$

В общем случае закон скоростей выражается более сложной зависимостью, однако значения скоростей близки к полученным по (10.4). Так, изменение ширины канала на $\pm 20\%$ вызывает при угле $\alpha_2 = 16°$ отклонение скорости всего на $\pm 1{,}5\%$. Поэтому для приближенных расчетов можно пользоваться (10.4), если число $M_2 = c_2 / a_2 < (0{,}8 \div 0{,}9)$, а отклонение в ширине канала не превышает $(15 \div 20)\%$.

Зная проекции скоростей c_u и c_r, нетрудно определить и угол наклона линий тока:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{c_r}{c_u} = \frac{l_2}{l} \cdot \frac{\rho_2}{\rho} \operatorname{tg} \alpha_2. \qquad (10.5)$$

Для течения идеальной несжимаемой жидкости при условии $l = l_2$ $\alpha = \alpha_2 = \text{const}$, т. е. линии тока являются логарифмическими спиралями. Согласно (10.5), уменьшение ширины l вызывает увеличение угла α. Влияние сжимаемости приводит к тому, что угол α непрерывно уменьшается вдоль линии тока и при больших числах М весьма заметно. Влияние потерь противоположно влиянию сжимаемости: с ростом потерь уменьшаются окружная проекция скорости и плотность ρ, что приводит к увеличению α.

Основные геометрические факторы, влияющие на эффективность диффузора. Эффективность диффузора зависит прежде всего от *отношения диаметров* d_4/d_2 (см. рис. 10.1, *в*). Действительно, согласно закону скоростей (10.4),

$$c_4/c_3 = d_2/d_4,$$

т. е. степень снижения скорости в диффузоре зависит от d_2/d_4. Для оценки эффективности диффузора введем к. п. д. диффузора — отношение политропической работы сжатия в диффузоре $H_д$ к располагаемому напору на входе в диффузор:

$$\eta_д = 2H_д/c_2^2 = \frac{(c_2^2 - c_4^2)/2 - \Delta H_д}{c_2^2/2}, \quad (10.6)$$

или

$$\eta_д = 1 - (d_2/d_4)^2 - \zeta_д, \quad (10.7)$$

где $\zeta_д$ — коэффициент потерь в диффузоре:

$$\zeta_д = 2\Delta H_д/c_2^2, \quad (10.8)$$

$\Delta H_д$ — потери полного напора в диффузоре.

Следует отметить два недостатка (10.6): а) не учитывается неравномерность поля скоростей на входе в диффузор; б) предполагается, что кинетическая энергия скорости c_4 полностью теряется. Однако эти недостатки не мешают получать качественно правильные выводы.

Согласно (10.7), к. п. д. диффузора существенным образом зависит от отношения диаметров возрастая с увеличением отношения d_4/d_2. Именно этим объясняется стремление выполнить диффузоры с отношением диаметров $d_4/d_2 = 1{,}8 \div 2$. Правда, в одноступенчатых осерадиальных компрессорах для сокращения габаритов принимают несколько меньшие отношения ($1{,}5 \div 1{,}7$).

Коэффициент потерь ζ зависит от ряда факторов, главными из которых являются: 1) отношение диаметров d_4/d_2; 2) относительная высота канала l_2/d_2; 3) относительная шероховатость стенок диффузора; 4) угол входа потока в диффузор α_2; 5) форма меридиональных отводов.

С ростом отношения d_4/d_2 увеличиваются потери в диффузоре и, как следствие, возрастает $\zeta_д$. Таким образом, имеется оптимальное отношение d_4/d_2, начиная с которого возрастание потерь преобладает над увеличением работы сжатия. Однако оптимальные отношения d_4/d_2 практически не достигаются.

Уменьшение относительной высоты канала l_2/d_2 неблагоприятно сказывается (при неизменном угле α_2) вследствие возрастания доли потерь на трение о стенки. Следовательно, в ступенях с малым отношением l_2/d_2 к. п. д. снижается за счет возрастания потерь как в рабочем колесе, так и в диффузоре.

Представление о влиянии относительной шероховатости стенок диффузора дают следующие цифры. По опытам В. М. Космина (МЭИ), переход от диффузора, стенки которого обработаны резцом ($\nabla 1$), к диффузору с чистотой поверхности ($\nabla 7$) вызвал увеличение к. п. д. осерадиального компрессора ($d_2=240$ *мм*) на 1%.

Увеличение угла α_2 приводит к сокращению траектории частиц в пределах диффузора, что при условии безотрывного течения вызывает возрастание эффективности диффузора. Опыты А. И. Соколова и В. М. Космина (МЭИ) показывают, что к. п. д. диффузора возрастает, по крайней мере, до углов $\alpha_2=(35\div40)°$.

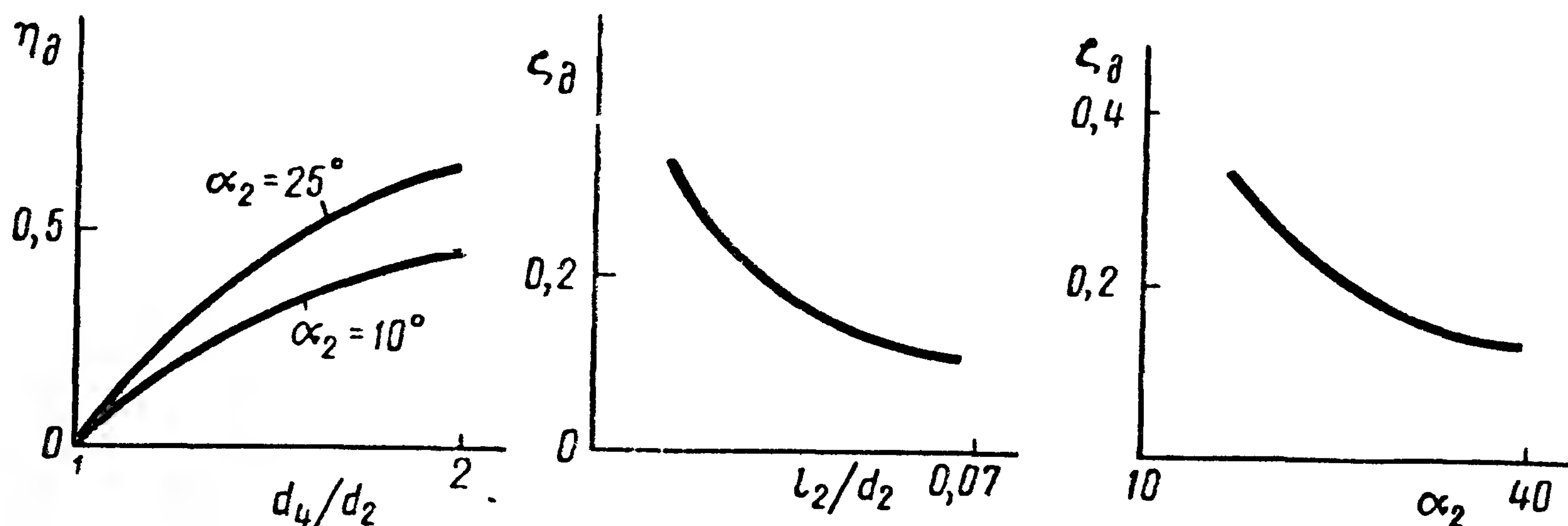


Рис 10.4 Влияние геометрических факторов на величины $\eta_д$ и $\zeta_д$ безлопастного диффузора

При малых углах $\alpha_2<(15\div20)°$ потери в безлопастных диффузорах настолько велики, что применение их становится нецелесообразным.

Представление о влиянии рассмотренных факторов на эффективность безлопастных диффузоров дает рис. 10.4. Коэффициент потерь для $d_4/d_2=1{,}5\div1{,}7$; $l_2/d_2=0{,}05\div0{,}07$ и $\alpha_2=(20\div30)°$ находится в пределах $\zeta_д=0{,}1\div0{,}15$.

Заметное влияние на эффективность диффузоров оказывает *форма их меридиональных обводов.* Безлопастные диффузоры многоступенчатых компрессоров обычно выполняют с параллельными стенками, а высота канала равна высоте рабочих лопастей l_2 [36]. Есть, однако, основания полагать, что высота канала l_3 должна быть меньше высоты рабочих лопастей l_2. Правда, обоснованные рекомендации, базирующиеся на опытных данных, могут быть даны только для осерадиальных (одноступенчатых компрессоров). Систематические исследования, выполненные в МЭИ автором совместно с А. И. Соколовым, В. П. Лысенко и В. М. Косминым, показали, что целесообразно сужение канала в начальном участке диффузора со стороны открытого зазора, необходимость которого очевидна: после скоростей на выходе из рабочего колеса весьма неравномерно и нестационарно; сужение сечения вызывает некоторое выравнивание поля радиальных проекций скоростей, что благоприятно сказывается на уменьше-

нии потерь [38], [39]. По опытам МЭИ, оптимальное отношение $l_3/l_2=0{,}8\div0{,}85$. Стенка диффузора со стороны диска должна служить продолжением начала рабочего колеса, как это показано на рис. 10.5. Радиальная протяженность начального участка оказывает слабое влияние на эффективность диффузора; можно принимать $d_3/d_2=1{,}1\div1{,}15$. В основном участке диффузора целесообразно увеличить высоту канала; опытом найдена величина угла $\gamma=2°$ (см. рис. 10.5). Увеличение высоты канала к выходному сечению диффузора вызывает некоторое возрастание потерь в самом диффузоре, однако одновременно снижаются потери на выходе из диффузора (меньше скорость c_4); суммарные потери уменьшаются. Меридиональное профилирование диффузора дает увеличение к. п. д. осерадиального компрессора на $(1\div1{,}5)$ %[1].

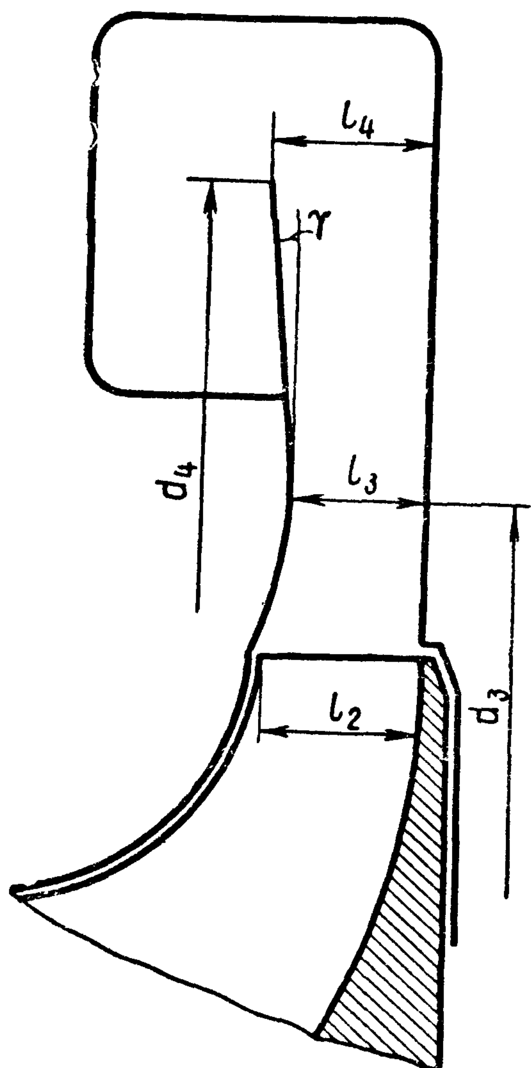


Рис. 10.5. Меридиальные обводы безлопастного диффузора

§ 10.4. Лопастные и канальные диффузоры

В лопастных и канальных диффузорах (рис. 10.6) поток поворачивается принудительно, за счет воздействия лопастей; угол выхода потока из диффузора α_4 вследствие этого всегда больше угла входа α_3. Поэтому значительное уменьшение скорости в диффузоре можно достигнуть даже при малых отношениях диаметров d_4/d_3. Действительно, согласно уравнению неразрывности, записанному для сечений до и после лопастного диффузора:

$$\pi d_3 l_3 \rho_3 \mu_{v3} c_3 \sin\alpha_3 = \pi d_4 l_4 \rho_4 \mu_{v4} c_4 \sin\alpha_4,$$

следует, что для диффузора постоянной ширины ($l_4=l_3$) при равенстве коэффициентов заполнения сечения ($\mu_{v3}=\mu_{v4}$) отношение

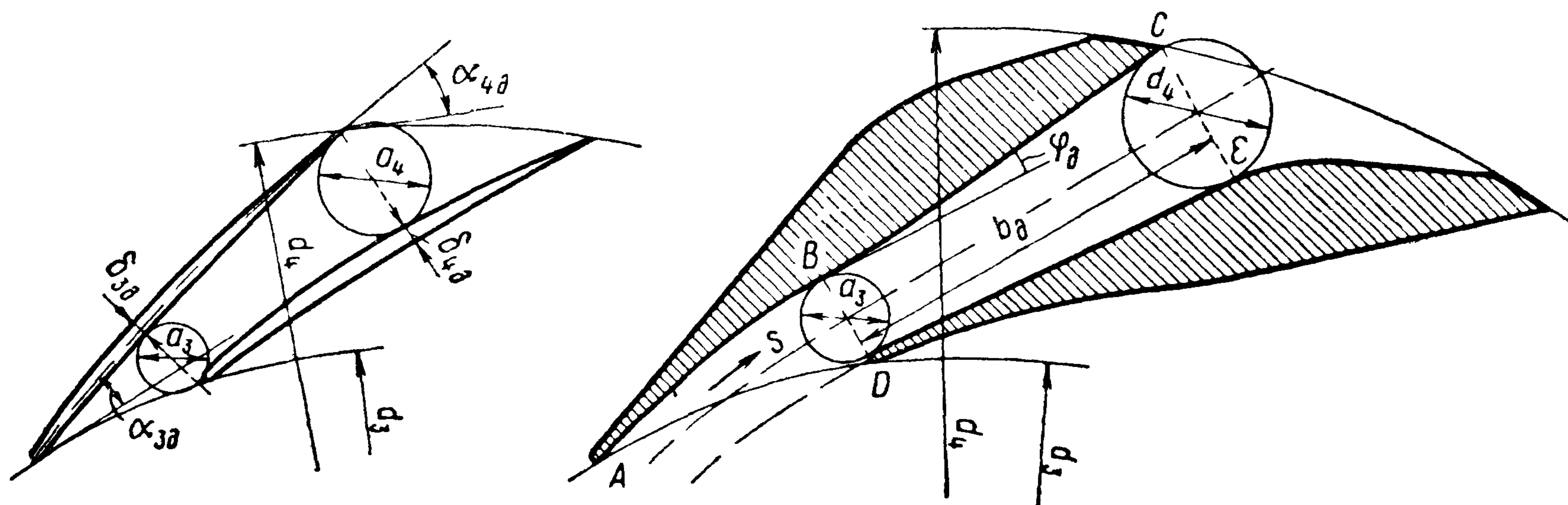


Рис. 10.6. Лопастной и канальный диффузоры осерадиального компрессора

скоростей в диффузоре

$$\frac{c_4}{c_3}=\frac{r_3}{r_4}\cdot\frac{\sin\alpha_3\rho_3}{\sin\alpha_4\rho_4}.$$

Если, например, принять $r_4/r_3=1{,}3$ и $\rho_4/\rho_3=1{,}3$, то при углах $\alpha_3=15^\circ$ и $\alpha_4=25^\circ$ отношение скоростей $c_4/c_3=0{,}36$. Отсюда ясно, что лопастные и канальные диффузоры не требуют таких больших радиальных размеров, как безлопастные диффузоры. В этом одно из важных преимуществ лопастных диффузоров перед безлопастными.

Второе не менее важное преимущество лопастных и канальных диффузоров, по сравнению с безлопастными, связано с большей их эффективностью, основной причиной которой является большее отношение скоростей c_3/c_4. Если в безлопастных диффузорах обычно $c_3/c_4=1{,}6\div1{,}8$, то в лопастных и канальных $c_3/c_4=2\div2{,}5$. В машинах с малыми углами рабочих лопастей $\beta_{2р}$ переход от безлопастного к лопастному диффузору вызывает увеличение к. п. д. на $(1{,}5\div2)\,\%$. По мере увеличения угла $\beta_{2р}$ (уменьшения степени реактивности) разность к. п. д. возрастает, и для осерадиальных компрессоров с углом $\beta_{2р}=90^\circ$ достигает $(3\div4)\,\%$ (абсолютных).

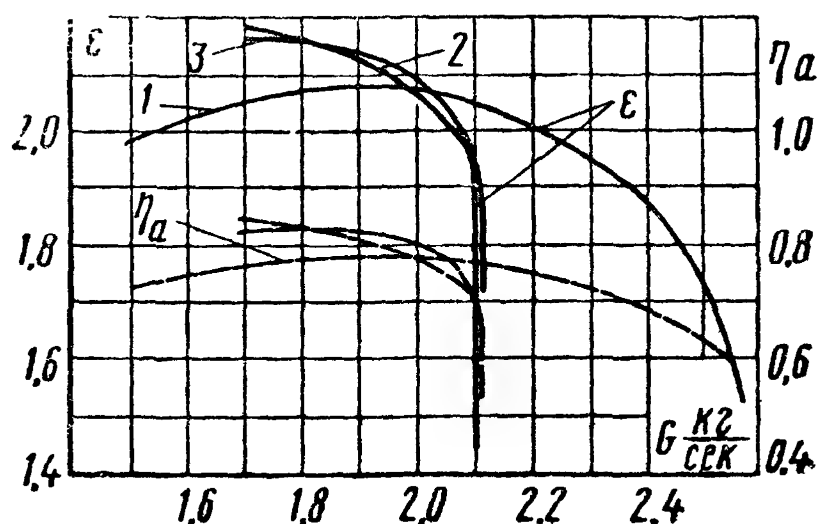


Рис. 10.7. Характеристики осерадиального компрессора (по опытам МЭИ) при $d_2=240$ *мм*; $n_{пр}=25\,000$ *об/мин*:

1 — с безлопастным диффузором; 2 — с лопастным диффузором; 3 — с канальным диффузором

Однако лопастные и канальные диффузоры обладают одним серьезным недостатком, зачастую препятствующим их применению: при отклонении режима работы компрессора от расчетного изменяется угол входа потока на лопасти диффузора; при значительных углах атаки происходит отрыв потока от лопастей, вызывающий резкое возрастание потерь, поэтому характеристики компрессора с лопастными и канальными диффузорами оказываются существенно более крутыми, чем характеристики машин с безлопастным диффузором (рис. 10.7).

Сопоставляя все изложенное, можно установить области применения лопастных и безлопастных диффузоров. Если в процессе эксплуатации режим работы компрессора изменяется в узких пределах, а к. п. д. играет существенную роль, то целесообразно применять лопастные или канальные диффузоры. Примером могут служить компрессоры газотурбинных установок. Если же необходима работа компрессора в широком диапазоне расходов, как, например, в компрессорах турбонаддувных агрегатов, то при-

меняют преимущественно компрессоры с безлопастными диффузорами. В тех случаях, когда одинаково важны высокий к. п. д. и широкий диапазон расходов, возможно применение диффузоров с одновременным поворотом всех лопастей. В этом случае конструкция машины заметно усложняется.

Переходя к определению основных размеров диффузоров, остановимся прежде всего на выборе отношений l_3/l_2, d_4/d_3 и c_4/c_3.

Опытные исследования С. П. Лившица [40] показывают, что с уменьшением l_3/l_2 до $l_3/l_2=1$ максимальный к. п. д. компрессора возрастает, однако характеристики становятся более крутыми. Поэтому практически принимают $l_3/l_2=1\div1{,}3$. Бо́льшие значения можно рекомендовать для машин, работающих в сравнительно широком диапазоне режимов. В компрессорах газотурбинных установок обычно $l_3\approx l_2$, причем есть основания полагать, что $(l_3/l_2)_{\text{опт}}\approx0{,}9$; этот вопрос требует дополнительных экспериментальных исследований.

Обычным является выполнение диффузоров постоянной ширины $(l_4=l_3)$, но иногда в канальных диффузорах с малым числом лопастей $l_4>l_3$, что позволяет сократить радиальные размеры диффузора; этот вопрос рассмотрен ниже.

Отношение диаметра входных кромок диффузоров d_3 к диаметру рабочего колеса выбирают в пределах: $d_3/d_2=1{,}05\div1{,}2$.

При его выборе нужно учитывать следующие обстоятельства. В ступенях насосного типа, характеризующихся малым углом α_2 (порядка $(6\div7)^\circ$), целесообразно принимать меньшие значения d_3/d_2. В диффузорах таких ступеней выравнивание потока перед лопастями происходит уже при отношении $d_3/d_2=1{,}05$, поскольку длина линий тока от выхода из рабочего колеса до лопаток диффузора оказывается при этом достаточно большой. Опыты показывают, что увеличение отношения d_3/d_2 в насосах приводит к снижению к. п. д. (если $d_3/d_2>1{,}05$).

В некоторых случаях отношение d_3/d_2 увеличивают до 1,2. Так поступают, по крайней мере, в двух случаях. Во-первых, при необходимости уменьшить шум. Рабочие лопасти, проходя мимо лопастей диффузора, создают значительные колебания давления с очень высокой частотой, вызывающие резкий свистящий звук. С увеличением расстояния между рабочими лопастями диффузора уровень шума существенно снижается. Во-вторых, увеличение отношения d_3/d_2 (до $1{,}5\div1{,}2$) в тех случаях, когда скорость на выходе из рабочего колеса близка к скорости звука $(M_2=1\div1{,}1)$ позволяет снизить число M перед лопастями диффузора до допустимой величины $M_3=0{,}8\div0{,}9$, при которой эффективность диффузора еще достаточно велика.

Отношение диаметров лопастных диффузоров выбирается в пределах $m_{\text{д}}=d_4/d_3=1{,}2\div1{,}4$; меньшие значения принимаются в крупных машинах для уменьшения габаритных размеров, бо́льшие — в одноступенчатых нагнетателях малых размеров, например, при $d_2=(80\div150)$ *мм*, для увеличения размеров лопастей.

При этом следует иметь в виду, что от $m_д$ существенно зависит число лопастей диффузора: чем больше $m_д$, тем меньше $z_д$. Отношение диаметров для канальных диффузоров принимается заметно больше, чем для лопастных: $d_4/d_3=1,2\div1,8$, что связано с особенностями этих диффузоров.

Отношение скоростей в обоих типах диффузоров, согласно опытам МЭИ, следует принимать $c_3/c_4=2\div2,5$.

Профили лопастей диффузоров лопастных и канальных строятся по-разному.

Лопастной диффузор. Число лопастей $z_д$ определяется из условия обеспечения оптимального относительного шага ($\bar{t}_{ср}=0,4\div0,45$, по опытам) по (2.24) с измененным числовым коэффициентом:

$$z_д=(7\div8)\frac{m_д+1}{m_д-1}\sin\frac{\alpha_{3д}+\alpha_{4д}}{2};$$

входной угол лопастей $\alpha_{3д}$ (см. рис. 10.6) — по выбранному углу атаки:

$$\alpha_{3д}=\alpha_3+i_д;\quad \alpha_3\approx\alpha_2;\quad t_{д\,опт}=(1\div3)^\circ.$$

Выходной угол лопастей $\alpha_{4д}$ нужно выбрать так, чтобы обеспечить оптимальное отношение площадей в диффузоре; согласно опытам МЭИ, $f_4/f_3=1,8\div2$.

Поскольку

$$a_3+\delta_{3д}\approx t_3\sin\alpha_{3д};\quad a_4+\delta_{4д}\approx t_4\sin\alpha_4;$$

$$\alpha_4=\alpha_{4ч}-\sigma_ч\approx\alpha_{4ч}-4^\circ,$$

то при $l_4=l_3$

$$\sin(\alpha_{3ч}-4^\circ)/\sin\alpha_{3ч}\approx2/m_д, \tag{10.9}$$

где $\delta_{3д}$ и $\delta_{4д}$ — толщина профилей во входном и выходном участках.

При выводе (10.9) приняты среднее рекомендуемое значение $a_4/a_3=f_4/f_3=1,9$; угол отставания потока $\sigma=4^\circ$ и отношения $\delta_{3д}/a_3\approx0,2$; $\delta_{4д}/a_4\approx0,14$. Формула (10.9) приближенная, однако в точном определении угла $\alpha_{4д}$ нет необходимости: в пределах отношения $a_4/a_3=1,8\div2$ влияние его на к. п. д. ступени пренебрежимо мало. Заметим, что среднему отношению диаметров $m_д=1,3$ и обычным углам $\alpha_{3д}=(15\div18)^\circ$ соответствует оптимальный угол $\alpha_{4д}=(27\div33)^\circ$, т. е. угол «изгиба» профилей $\Delta\alpha_д=\alpha_{4д}-\alpha_{3д}=(12\div15)^\circ$. Разность углов $\Delta\alpha_д=\alpha_{4д}-\alpha_{3д}$ по аналогии с прямыми решетками будем называть углом изгиба профилей, хотя теперь это название чисто условное. «Неизогнутым» теперь следует считать профиль, средняя линия которого является логарифмической спиралью.

Построение профилей лопастей целесообразно производить *методом конформных отображений*. Хотя этот метод справедлив

для течений идеальной несжимаемой жидкости, опыт показывает целесообразность использования его для профилирования лопаток диффузоров с числами $M_3 < 0,7 \div 0,8$ на входе.

Чтобы понять сущность метода конформных отображений, рассмотрим уравнение неразрывности и условие отсутствия вихрей в цилиндрической и прямоугольной системах координат (рис. 10.8):

$$\frac{\partial}{\partial \varphi}(rc_u) + r\frac{\partial}{\partial r}(rc_r) = 0; \quad r\frac{\partial}{\partial r}(rc_u) - \frac{\partial}{\partial \varphi}(rc_r) = 0. \quad (10.10)$$

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial w_x}{\partial y} - \frac{\partial w_y}{\partial x} = 0. \quad (10.11)$$

Легко видеть, что путем простого пересчета можно перейти из одной системы координат в другую. Для этого достаточно принять:

$$1)\ rc_r = k_1 w_y; \quad 2)\ rc_u = k_1 w_x; \quad 3)\ \frac{dr}{r} = k_2 dy; \quad 4)\ d\varphi = k_2 dx, \quad (10.12)$$

где k_1 и k_2 — постоянные величины.

Выбор постоянной k_1 влияет только на масштаб скоростей и поэтому не имеет значения. Определим k_2.

Из первых двух формул системы (10.12) следует, что

$$r^2(c_r^2 + c_u^2) = k_1(w_x^2 + w_y^2).$$

Но $c_r^2 + c_u^2 = c^2$ и $w_x^2 + w_y^2 = w^2$, поэтому

$$rc = k_1 w \text{ или } \frac{c}{c_3} = \frac{r_3}{r} \cdot \frac{w}{w_3}. \quad (10\ 13)$$

Последнее выражение устанавливает зависимость между скоростями c в цилиндрической и w — прумоугольной системах координат. Далее будет показано, что скорость c можно рассматривать как скорость течения в радиальной решетке, а w — как скорость течения в соответствующей конформно отображенной прямой решетке.

Теперь предположим, что в прямоугольной системе координат имеется течение в области z прямой решетки (см. рис. 10 8), и установим, как изменяется форма профилей и линий тока в цилиндрической системе координат — в области ζ. Прежде всего убеждаемся, что угол наклона линий тока α в обеих областях одинаков. Действительно, из (10.12) следует, что

$$\operatorname{tg} \alpha = w_y/w_x = c_r/c_u.$$

Сохранение углов является одним из важных свойств конформного отображения. Если для какой-либо линии тока в области z $\alpha = \text{const}$, то это означает, что линия тока — прямая, состав-

ляющая с осью x угол α. Соответствующая линия тока в области ζ также характеризуется постоянством угла α, однако теперь эта линия — логарифмическая спираль.

Далее проследим за деформацией профилей. Согласно третьей из формул (10.12), постоянству y в области z соответствует постоянство радиуса r в области ζ, т. е. линии, параллельные оси x в плоскости z, отображаются в окружности радиуса r. В частности, прямая $x=0$, соединяющая входные кромки профилей прямой решетки, отображается в окружность радиуса r_3, причем входные кромки профилей радиальной решетки в области ζ расположены на этой окружности. Прямая $y=B$, соединяющая выходные кромки профилей прямой решетки, отображается в окружность радиуса r_4. Деформация профилей происходит так, что сохраняются все углы (между касательными к профилю и осью x прямой решетки и окружностью для профиля радиальной решетки).

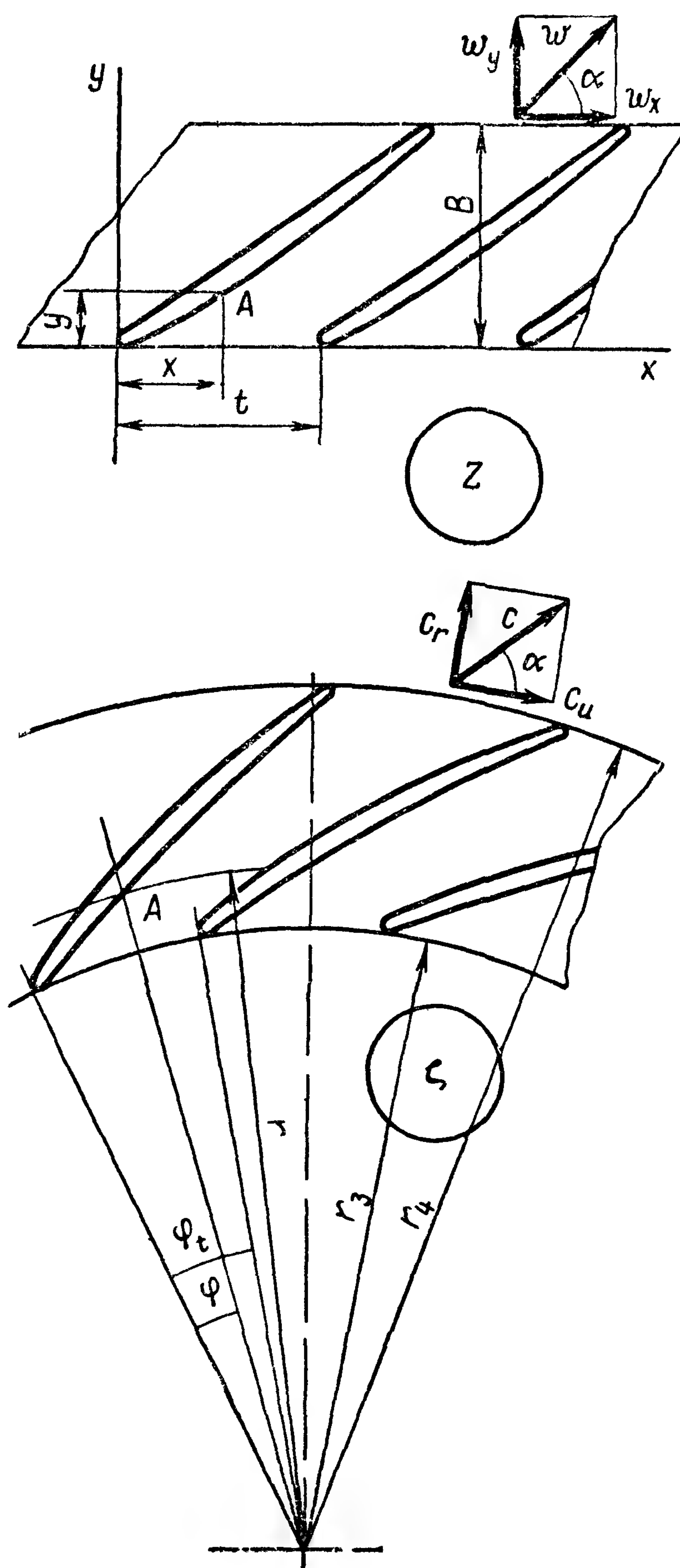


Рис. 10.8. К построению лопастей диффузора методом конформных отображений

Теперь вернемся к уравнениям (10.12), определим постоянную k_2 и получим рабочие формулы для пересчета координат профилей. После интегрирования, вместо третьей и четвертой формул получаем

$$\ln\frac{r}{r_3}=k_2 y;\quad \varphi=k_2 x. \qquad (10.14)$$

Расстоянию по оси x, равному шагу прямой решетки t, в области радиальной решетки соответствует угловой шаг φ_t:

$$\varphi_t=2\pi/z_д,$$

где $z_д$ — число лопастей радиальной решетки, т. е. лопастного диффузора.

Итак, $\varphi_t=kt$; $2\pi/z_д=k_2 t$ и, следовательно, $k_2=2\pi/(z_д t)$.

Подставляя найденное значение k_2 в (10.14), получаем

$$\ln \frac{r}{r_3} = \frac{2\pi}{z_д} \cdot \frac{y}{t}; \quad \varphi = \frac{2\pi}{z_д} \cdot \frac{x}{t}. \qquad (10.15)$$

Наконец, исключим из этих формул шаг прямой решетки, ибо очевидно, что форма профилей радиальной решетки не может зависеть от густоты прямой решетки. Для этого воспользуемся условием: при $y=B$ $r=r_4$. Тогда первая из формул (10.15) принимает вид

$$\ln \frac{r_4}{r_3} = \frac{2\pi}{z_д} \cdot \frac{B}{t}.$$

Используя полученное равенство, легко привести (10.15) к удобному при практических расчетах виду

$$\frac{r}{r_4} = \left(\frac{r_3}{r_4}\right)^{y/B}; \quad \varphi = \frac{x}{B} \ln \frac{r_4}{r_3}. \qquad (10.16)$$

Зависимости (10.16) позволяют по известным координатам профилей радиальной решетки определить координаты профилей радиальной решетки.

Выражение соответствия скоростей (10.13) показывает, что мерой искажения поля скоростей служит отношение радиусов r_3/r_4; если оно близко к единице ($r_3/r_4=0{,}75 \div 0{,}8$), то отличие в законах распределения скоростей по обводам профилей прямой и радиальной решеток невелико. Следовательно, при целесообразном распределении скоростей в прямой решетке оно будет близким к таковому и в радиальной решетке.

Методика расчета профилей сводится к следующему. Вначале принимают отношения d_3/d_2 и d_4/d_3 и определяют углы $\alpha_{3д}$ и $\alpha_{4д}$ и число лопастей $z_д$. Далее строят профили прямой решетки по заданным углам $\alpha_{3д}$ и $\alpha_{4д}$ по методике, приведенной в § 4.3. Следует лишь иметь в виду, что относительная толщина профилей выбирается достаточно малой ($\bar{c}=0{,}03 \div 0{,}05$) даже при малых числах M, что связано с большой густотой решеток и малыми углами α. Затем находят координаты профиля $\bar{x}=x/B$ и $\bar{y}= =y/B$ и с помощью (10.16) определяют координамы r/r_4 и φ отображенного профиля радиальной решетки.

Канальный диффузор. Лопасти диффузоров отличаются малой относительной высотой l/b, поэтому концевые потери составляют заметную долю потерь в диффузоре. Одним из возможных путей уменьшения концевых потерь является применение канальных диффузоров с плоскими стенками в основном участке (см. рис. 10.7). Во входном участке диффузора вдоль поверхности AB скорость снижается от c_3 перед диффузором до c_b в горле диффузора (на ортогонали BD). В области течений вдоль AB имеет место поперечный градиент давления, поэтому возникают концевые потери, как и в обычном лопастном диффузоре. Но уже на небольшом удалении от горла поперечные градиенты скорос-

тей и давлений весьма малы, что резко снижает концевые потери. В этой области концевые потери практически сводятся к потерям на трение. Правда, в канальных диффузорах имеются добавочные потери, отсутствующие в лопастных диффузорах, при внезапном увеличении проходного сечения на выходе из диффузора. Однако суммарные потери в канальных диффузорах, согласно опытам, несколько меньше, чем в лопастных.

Еще одна особенность течения в канальных диффузорах, по сравнению с течением в лопастных, сказывается на форме характеристик ступени. В лопастных диффузорах при нерасчетных углах атаки отрыв потока начинается вблизи выходной кромки, и постепенно точка отрыва перемещается ко входу. Поэтому при увеличении подачи, по сравнению с расчетной величиной, потери в лопастном диффузоре нарастают постепенно. Соответственно к. п. д. ступени при увеличении подачи медленно снижается. В канальных диффузорах градиенты скоростей в выходном участке невелики. Поэтому отрыв при нерасчетных углах атаки происходит с входной кромки при весьма больших углах атаки (из-за большой густоты решетки). Соответственно к. п. д. ступени сохраняется близким к максимальному в довольно широком диапазоне расходов, а затем резко снижается вследствие отрыва потока (см. рис. 10.6).

Итак, характеристики компрессоров с канальными диффузорами более пологи, чем хаарктеристики машин с лопастными диффузорами.

Переходя к профилированию канальных диффузоров, прежде всего отметим, что методика профилирования еще весьма далека от совершенства, особенно при околозвуковых скоростях. Число каналов может выбираться, вообще говоря, в широких пределах. Известны конструкции диффузоров с четырьмя каналами (например, фирмы «Эрликон»), но в большинстве случаев принимают $z_д \geqslant 8$. Поскольку экспериментально установлено, что в диффузорах прямоугольного сечения оптимальное отношение a_3/l близко к единице, то целесообразно определять число каналов диффузора исходя из условия $a_3 \approx l$. На это, в частности, обращается особое внимание в [13]. Для определения оптимального числа каналов $z_д$ можно воспользоваться приближенной зависимостью

$$a_3 = t_3 \sin \alpha_{3\,l} = \frac{\pi d_3}{z_д} \sin \alpha_{3\,l}.$$

Выразив ширину l через относительный размер $l = \bar{l} d_2$ и приравняв правые части последних двух равенств, получим

$$z_д \approx \frac{\pi}{\bar{l}} \cdot \frac{d_3}{d_2} \sin \alpha_{3\,l}. \qquad (10.17)$$

Если, например, $\bar{l} = 0{,}06$; $d_3/d_2 = 1{,}1$ и $\alpha_{3д} = 16°$, то, согласно (10.17), оптимальное число каналов $z_д = 14$.

В связи с этим необходимо отметить, что оптимальное число лопастей примерно вдвое больше в лопастном диффузоре, чем в канальном. Если к этому добавить, что лопасти канальных диффузоров значительно толще и поэтому их крепление легче осуществить, то становится ясным, почему за последние годы в малых компрессорах (обычно осерадиального типа) канальные диффузоры нашли преимущественное применение.

Построение обводов удобно начинать с криволинейного участка AB (в области косого среза), в первом приближении — в виде логарифмической спирали с углом, равным углу входа потока на лопасти α_3. Несколько лучшие результаты получаются, если построить линию AB исходя из заданного распределения скорости вдоль средней линии канала. Для этого от точки D в глубь потока продолжают линию тока в виде логарифмической спирали (штриховая линия на рис. 10.6) и, кроме того, принимают закон изменения скорости вдоль средней линии канала (для чисел $M_3 = 0{,}7 \div 0{,}75$ он не должен сильно отличаться от распределения, приведенного на рис. 10.9). Граница канала AB строится так, чтобы обеспечить принятый закон скоростей. Согласно опытам МЭИ, переход от логарифмической спирали к кривой, обеспечивающей закон скоростей по рис. 10.9, позволяет увеличить к. п. д. ступени не менее чем на 1%. Основную часть канала, начиная с ортогонали BD и до выходного сечения CE, выполняют симметричной, часто с границами в виде прямых линий. В последнем случае угол $\varphi_д$ между стенками диффузора должен находиться в пределах $(8 \div 10)°$. Отношение площадей (a_4/a_3 при постоянной высоте лопастей) в основной части диффузора, по опытам МЭИ, должно быть примерно $1{,}8 \div 2$.

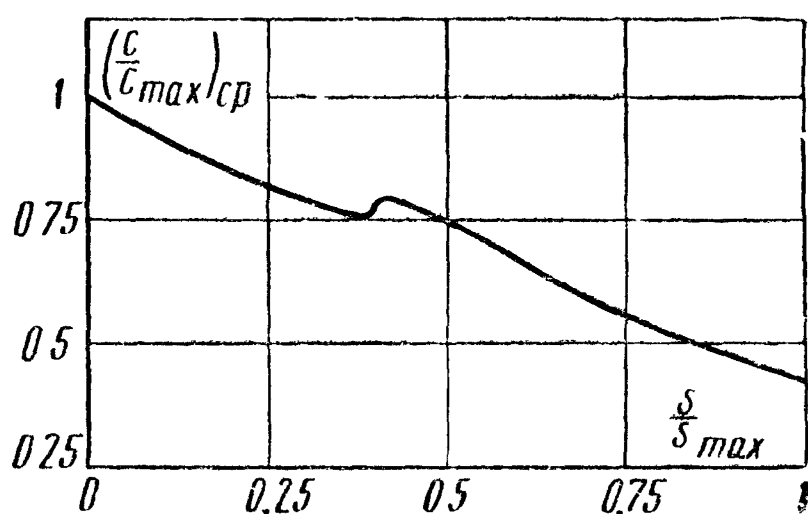


Рис. 10.9. Распределение скорости вдоль средней линии канала диффузора

Приведенные рекомендации позволяют при отношениях давлений в ступени до $\varepsilon = 2$ получить достаточно высокий к. п. д. Так, компрессор осерадиального типа (см. рис. 10.7) имеет к. п. д. $\eta_a \approx 0{,}83$.

§ 10.5. Осерадиальные одноступенчатые компрессоры

Осерадиальные компрессоры, как правило, выполняют одноступенчатыми, хотя известны и двухступенчатые машины. Из условий удобства компоновки компрессоры могут быть с осевым и радиальным подводом. Осевой подвод предпочтительнее, поскольку при изготовлении рабочего колеса обеспечивается за-

кон изменения входных углов лопастей $\beta_{1р}$, соответствующий постоянной осевой скорости по высоте лопастей (рис. 10.10, *а*). Радиальный подвод удобен, когда необходимо осуществить закручивание потока перед рабочим колесом для снижения числа М ($M_1 = w_1/a_1$). В таких случаях во входном патрубке располагают радиальный направляющий аппарат. Разумеется, закручивание потока можно осуществить и при осевом подводе посредством осевого направляющего аппарата, однако лопасти в этом случае оказываются сложной формы (закрученные, переменного профи-

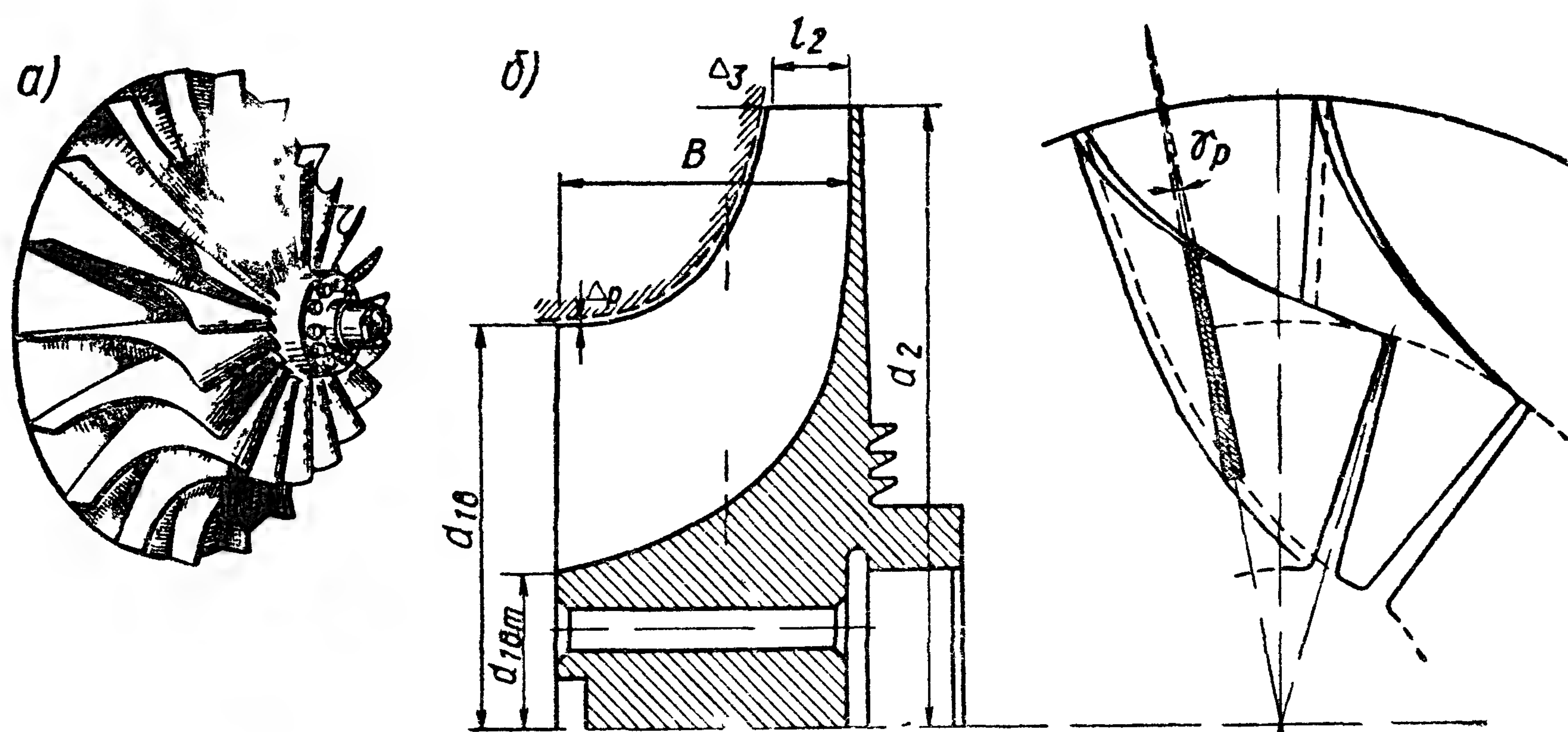


Рис. 10.10. Рабочее колесо осерадиального компрессора

ля по высоте), что удорожает их изготовление. Поэтому обычно предпочитают радиальный направляющий аппарат.

Поток перед рабочим колесом закручивается в сторону вращения колеса; величину $c_{uв}$ (на диаметре $d_{4в}$) определяют из условия обеспечения допустимого числа М.

Рабочее колесо осерадиального компрессора изготовляется из алюминиевых сплавов: при умеренных окружных скоростях колеса (примерно до $u_2 = 300$ *м/сек*) — методом точного литья, а при больших — фрезеруются из поковки. К сожалению, литье пока не обеспечивает высокой прочности. Обычно лопасти выполняют так, чтобы в них отсутствовали изгибные напряжения от действия центробежных сил; только в этом случае можно достичь окружных скоростей порядка (400÷500) *м/сек*. Если такие лопасти рассечь плоскостью, перпендикулярной оси, то в сечение получаются трапеции, оси которых пересекают ось вращения (рис. 10.10, *б*). Поэтому выходной угол лопастей обычно $\beta_{2р} = 90°$, хотя, вообще говоря, это не обязательно. В общем случае форма рабочих лопастей может быть весьма сложной, и дать общий метод профилирования таких пространственных (изогнутых в двух плоскостях) лопастей затруднительно. Поэтому рассмотрим

только рабочие колеса, в лопастях которых отсутствуют изгибные напряжения от действия центробежных сил.

Аэродинамический расчет осерадиальных рабочих колес начинается с профилирования меридиональных обводов, к которым предъявляются два основных требования. Во-первых, они должны быть плавными, с плавным изменением кривизны, которая у колеса с осевым подводом на границах обводов должна быть нулевой, а в средней части — возможно более малой. Удовлетворение этого требования позволяет избежать резкого изменения меридиональных скоростей c_m поперек канала и поэтому обеспечивает плавное изменение осредненных в окружном направлении относительных скоростей вдоль обводов. Во-вторых, форма канала должна обеспечивать целесообразный закон изменения средней меридиональной проекции скорости вдоль средней линии канала Отношение меридиональных скоростей после и до колеса выбирается в пределах $c_{2m}/c_{1m}=1\div0{,}7$; меньшие значения принимаются в узких колесах и при очень больших отношениях давлений для получения достаточной высоты лопасти l_2. Опытами НАМИ установлено, что в средней части канала меридиональная скорость должна быть примерно на 10% меньше среднеарифметического значения $(c_{1m}'+c_{2m}')/2$ (рис. 10 11).

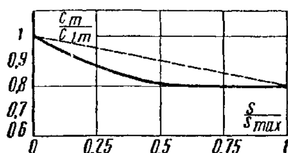


Рис 10 11 Характер изменения средней меридиальной скорости вдоль средней линии канала

При построении обводов необходимо учитывать обычные соотношения размеров рабочих колес (см. рис. 10 10):

$$\nu_1=d_{1вт}/d_{1в}=0{,}4-0{,}6;\quad d_{1в}/d_2=0{,}5\div0{,}7;$$

$$B/d_2=0{,}2\div0{,}4,$$

так как от их выбора зависит эффективность рабочего колеса и компрессора в целом. И хотя четкие рекомендации здесь невозможны, некоторые соображения можно высказать Увеличение относительного диаметра втулки до $\nu_1=0{,}5\div0{,}6$ позволяет выполнить рабочее колесо с большим числом лопастей, поскольку оно ограничивается минимальным расстоянием между лопастями в корневом сечении (для возможности их обработки). Увеличение числа рабочих лопастей ведет к увеличению к. п. д. рабочего колеса вследствие уменьшения градиента давления вблизи выходных кромок лопасти (что предотвращает отрыв потока).

Опыт показывает также целесообразность увеличения осевой ширины рабочего колеса B, так как увеличение ширины колеса при неизменном числе рабочих лопастей вызывает уменьшение относительного шага решетки во входной части или, другими словами, уменьшение нагрузки на лопасти во входном участке,

что очень важно при больших числах М. К сожалению, увеличение ширины B нежелательно из конструктивных соображений, поэтому часто принимают малые отношения B/d_2 в ущерб экономичности.

Рабочие лопасти профилируют на развертке сечения лопастей цилиндрической поверхностью диаметром $d_{1ср}$. Задаваясь, кроме того, законом изменения угла конусности лопастей $\gamma_р$

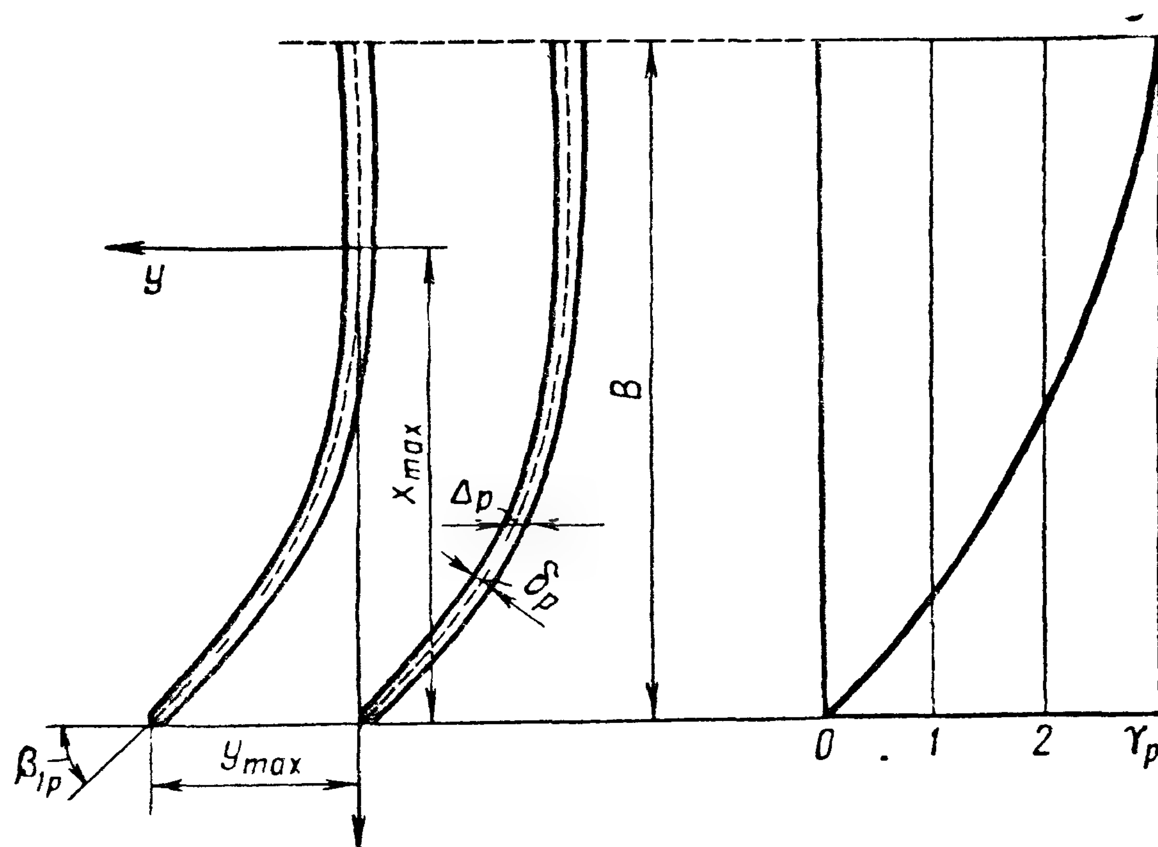


Рис 10 12 К профилированию рабочих лопастей осерадиального колеса

(см. рис. 10.10) вдоль оси колеса, тем самым определяют форму лопастей по всей области. Среднюю линию лопастей в среднем сечении выполняют в виде дуги параболы (рис. 10.12):

$$y = kx^m.$$

Постоянную k и показатель m находят из очевидных граничных условий: 1) при $x = x_{max}$ $y = y_{max}$; 2) при $x = x_{max}$ $dy/dx = \operatorname{ctg} \beta_{1р}$. Окончательно получают

$$\frac{y}{y_{max}} = \left(\frac{x}{x_{max}}\right)^m, \qquad (10.18)$$

где $m = \frac{y_{max}}{x_{max}} \operatorname{ctg} \beta_{1р}$.

Обычно $B - l_2 \leqslant x_{max} \leqslant B$, а $y_{max} \geqslant t$; для литых рабочих колес, чтобы можно было вынуть стержни, принимают $y_{max} \leqslant t$. Показатель степени m находится в пределах $2 < m < 3$.

Изложенный способ построения средней линии лопасти в виде дуги параболы теоретически не обоснован, хотя и находит широкое применение в практике проектирования компрессоров. Более целесообразную форму лопастей можно получить только на основе расчета трехмерного поля скоростей в рабочем колесе.

Из условий прочности и вибраций толщину рабочих лопастей увеличивают от входной кромки к диску. Угол конусности рабочих лопастей (также из условий прочности и вибраций) увеличивают от входной кромки к диску; у диска $\gamma_р=(2\div3)°$. Характер кривой $\gamma_р=f(x)$ показан на рис. 10.12.

Координаты средней линии лопастей, угол $\beta_р$ и толщина лопастей изменяются по радиусу, согласно формулам:

$$\left.\begin{aligned} x_r&=x_{r\,ср}; \quad (\operatorname{tg}\beta_р)_r=(\operatorname{tg}\beta)_{r\,ср}\frac{r_{ср}}{r};\\ y_р&=y_{r\,ср}r/r_{ср}; \quad (\Delta_р)_r=(\Delta_р)_{r\,ср}-(r-r_{ср})\operatorname{tg}\gamma_р/2, \end{aligned}\right\} \tag{10.19}$$

следующим из простых геометрических зависимостей для лопастей при отсутствии изгибных напряжений (вследствие действия центробежных сил). Важно подчеркнуть, что изменение угла $\beta_р$ по закону $r\operatorname{tg}\beta_р=\mathrm{const}$ хорошо соответствует равномерному полю меридиональных скоростей перед рабочим колесом. Действительно, если $c_{1m}=\mathrm{const}$, то

$$\operatorname{tg}\beta_1=c_{1m}/u_1,$$

откуда следует условие $r\operatorname{tg}\beta_1=\mathrm{const}$, т. е. изменение углов β_1 и $\beta_{1р}$ подчиняется одному и тому же закону.

Однако при неравномерном поле меридиональных скоростей (в компрессорах с радиальным подводом газа) углы атаки заметно изменяются вдоль входной кромки. Поэтому в случае неравномерного поля скоростей на входе в рабочее колесо иногда колеса выполняют составными; входной участок профилируется так же, как и рабочие лопасти осевых машин, чем достигаются оптимальные углы атаки вдоль всей входной кромки.

§ 10.6. Методика расчета центробежного компрессора

Одноступенчатые компрессоры. Определение числа оборотов и основных размеров одноступенчатых машин удобно начинать с оценки необходимой окружной скорости. По заданным параметрам работы $p_н$, $T_н$ и $p_к$ определяют изоэнтропическую работу сжатия

$$H_a=c_рT_н\left[(p_к/p_н)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]+(c_к^2-c_н^2)/2. \tag{10.20}$$

Скорости в патрубках $c_к$ и $c_н$ назначаются.

Далее оценивают изоэнтропический к. п. д. компрессора без учета утечек, дисковых и механических потерь и вычисляют напор $H_т$:

$$H_т=H_a/\eta_a. \tag{10.21}$$

Необходимую окружную скорость находят с помощью уравнения Эйлера

$$H_т = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} = u_2^2 (\mu_2 - \mu_1/m^2), \qquad (10.22)$$

откуда

$$u_2 = \sqrt{\frac{H_т}{\mu_2 - \mu_1/m^2}}. \qquad (10.23)$$

Напомним, что

$$\mu_2 = \frac{c_{2u}}{u_2} = 1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2; \quad \mu_1 = \frac{c_{1u}}{u_1}.$$

В большинстве случаев выходной направляющий аппарат отсутствует и $\mu_1 = 0$. В осерадиальных компрессорах с большими окружными скоростями μ_1 выбирают так, чтобы число $M_1 = w_{1в}/a_{1в} \leqslant 9$.

Коэффициент μ_2 зависит от выбранного угла потока β_2 и c_{2r}/u_2; при оценке μ_2 должна учитываться формула Стодола (2.28)

$$\mu_2 = 1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_{20} - \frac{\pi}{z_р} \left[\sin \beta_{20} - \frac{\sin \beta_{1р}}{m^2} \right].$$

Угол β_2, число рабочих лопастей $z_р$ и отношения диаметров $m = d_2/d_1$ выбирают так же, как и в случае вентиляторов и насосов. В частном случае, для осерадиальных компрессоров с $\beta_{2р} = 90°$ на входе в радиальную часть колеса $\beta_р \approx 90°$ и поэтому

$$\mu_2 \approx 1 - \frac{\pi}{z_р} \left(1 - \frac{1}{m^2} \right). \qquad (10.24)$$

Если число оборотов задано, то после определения u_2 легко найти необходимый диаметр рабочего колеса:

$$d_2 = \frac{60 u_2}{\pi n}.$$

Далее подсчитывают меридиональную проекцию скорости c_{1m}:

$$c_{1m} = u_2 (c_{1m}/u_2)$$

и с помощью уравнения неразрывности, записанного для сечения перед рабочим колесом, находят диаметр входа в рабочее колесо;

а) для центробежных рабочих колес

$$f_0 = \frac{\pi d_{0пр}^2}{4} = \frac{G}{\rho_0 c_0 \mu_{v0}}; \quad d_{0пр} = \sqrt{\frac{4G}{\pi \rho_0 c_0 \mu_{v0}}}, \qquad (10.25)$$

где $d_{0пр} = d_0 \sqrt{1 - \left(\frac{d_{нт}}{d_0}\right)^2}$;

б) для осерадиальных колес:

$$f_1=\frac{\pi}{4}(d_{1в}^2-d_{1в}^2)=\frac{G}{\rho_1 c_{1m}\mu_{v1}}; \quad d_{1в}=\sqrt{\frac{4G}{\pi\rho_1 c_{1m}\mu_{v1}(1-\nu_1^2)}}, \quad (10.26)$$

где $\gamma_1=d_{1вт}/d_{1в}=0{,}4\div0{,}6$.

Если отношение диаметров $m=d_2/d_1$ значительно отличается от рекомендуемого $m=1{,}5\div2$, то необходимо изменить угол β_2 (коэффициент μ_2) и отношение скоростей c_{1m}/u_2. Может оказаться, что и после принятия предельных рекомендуемых значений β_2 и c_{1m}/u_2 отношение диаметров будет отличаться от рекомендуемого. В этом случае необходимо изменить число оборотов компрессора.

Обычно при проектировании новой машины число компрессора подлежит определению. В этих случаях число оборотов. определяют так, чтобы обеспечить нормальные соотношения размеров. Можно, например, воспользоваться (10.25) или (10.26), определить входной диаметр $d_0(d_{1в})$ и по принятому отношению диаметров найти диаметр рабочего колеса:

$$d_2=d_0(d_2/d_0); \quad d_2=d_{1в}(d_2/d_{1в}).$$

Тогда число оборотов находится однозначно:

$$n=\frac{60u_2}{\pi d_2}.$$

В случае необходимости возможна корректировка числа оборотов за счет изменения отношения диаметров.

Дальнейший расчет не вызывает затруднений, последовательность его ясна из приводимого ниже примера.

Многоступенчатые компрессоры. В случае многоступенчатых машин имеется значительно бо́льшая свобода выбора числа оборотов и окружной скорости, чем в случае одноступенчатых, что связано с возможностью изменения числа ступеней.

Окружную скорость u_2 выбирают возможно бо́льшей, чтобы уменьшить число ступеней и размеры машины. Ограничения окружной скорости рабочих колес закрытого типа до $u_2=(300\div\div350)$ *м/сек* связаны с требованиями прочности рабочих колес и допустимыми числами M в проточной части компрессора (первой ступени). Достаточно высокий к. п. д. компрессора обеспечивается при значении параметра (условного числа M) $M_u=u_2/a_1\leqslant0{,}8$, что при подаче воздуха соответствует окружной скорости u_2 порядка 280 *м/сек*. В ряде случаев, например при сжатии углекислого газа, фреона и других газов, характеризующихся малой скоростью звука, целесообразно увеличивать M_u до $0{,}9\div1$. Иногда приходится принимать сравнительно небольшие окружные скорости, чтобы обеспечить нормальные соотношения размеров.

Итак, окружную скорость u_2 можно оценить заранее. При сжатии гелия и водорода она определяется условиями прочности рабочего колеса; при сжатии воздуха, углекислого газа и фреона — по принятому параметру M_u.

Выбрав окружную скорость, оценивают число ступеней компрессора:

$$Z_c = H_т / H_{т1}.$$

Суммарную работу ступеней $H_т$ определяют по (10.20) и (10.21). Работу одной ступени $H_{т1}$ находят по (2.11).

Поскольку важной характеристикой рабочих колес является отношение $\bar{l}_2 = l_2/d_2$, то определение размеров с самого начала целесообразно производить так, чтобы обеспечить приемлемое значение $\bar{l}_2$. Это нетрудно сделать с помощью уравнения неразрывности, записанного для сечения за рабочим колесом первой ступени:

$$f_2 = \frac{G}{\rho_2 c_{2r}} = \pi d_2 l_2 \mu_{\tau 2}.$$

Используя выражение для окружной скорости $60u_2 = \pi d_2 n$ и переходя к безразмерным величинам, получаем формулу, удобную для определения необходимого числа оборотов:

$$n = 33{,}9 \sqrt{\frac{\mu_{\tau 2} \rho_2 \bar{l}_2 u_2^3}{G} \cdot \frac{c_{2r}}{u_2}}. \quad (10.27)$$

Плотность газа ρ_2 вначале приходится оценивать ориентировочно (по принятому отношению $\rho_2/\rho_1 = 1{,}1 \div 1{,}3$).

Если при проектировании компрессора число оборотов задано, то по (10.27) можно найти окружную скорость u_2.

Для первых ступеней целесообразно принимать безразмерные параметры c_{2r}/u_2 и $\bar{l}_2$ в следующих пределах:

$$c_{2r}/u_2 = 0{,}15 \div 0{,}3; \quad \bar{l}_2 = l_2/d_2 = 0{,}06 \div 0{,}08.$$

Напомним, что малые значения c_{2r}/u_2 можно принимать только для ступеней с углами $\beta_{2р} < (20 \div 25)°$.

При определении основных размеров компрессора удобно также воспользоваться формулой В. Ф. Риса, устанавливающей зависимость между диаметром вала ротора, числом ступеней и числом оборотов [36]:

$$d_в = (0{,}02 \div 0{,}022)(Z_c + 2{,}3) \sqrt{\frac{n_{кр}}{1000} d_2^3}, \quad (10.28)$$

где $n_{кр}$ — критическое число оборотов ротора, величина которого выбирается в зависимости от того, принят ли жесткий или гибкий вал:

$n_{кр}/n_{max} > 1,2 \div 1,3$ — для жесткого вала;

$n_{кр}/n_{min} < 0,75 \div 0,85$ — для гибкого вала;

n_{max} и n_{min} — соответственно максимальные и минимальные числа оборотов компрессора.

Диаметр втулки принимается примерно на 20% больше диаметра вала: $d_{вт} \approx 1,2\, d_в$. Наружные диаметры рабочих колес компрессоров с небольшим числом ступеней обычно принимают одинаковыми. При большом числе ступеней часто выполняют две группы ступеней с разными диаметрами рабочих колес: диаметр рабочих колес второй группы принимается меньше, чтобы не допустить чрезмерного снижения параметра $\bar{l}_2$. С той же целью последние ступени часто выполняют «насосного» типа, с малыми углами $\beta_{2р}$ и, соответственно, с отношением скоростей $c_{2r}/u_2 = 0,1 \div 0,15$.

Дальнейший расчет ступеней производится так же, как в одноступенчатых машинах.

Пример 10.1. Рассчитать центробежный компрессор для наддува двигателя внутреннего сгорания на следующие условия работы: расход воздуха $G = 1,6$ *кг/сек*; начальные параметры воздуха $p_{н0} = 10^5$ *н/м²*; $T_{н0} = 300°$ K; конечное давление $p_к = 1,8 \cdot 10^5$ *н/м²*.

Малое отношение давлений ($\varepsilon = p_к/p_{н0} = 1,8$) позволяет выбрать одноступенчатую машину. Выбираем осерадиальный компрессор с безлопастным диффузором, согласно рис. 10.1, *в*. Компрессор с безлопастным диффузором обеспечивает широкий диапазон подач, т. е. удовлетворяет основному требованию, предъявляемому к компрессорам наддувных агрегатов.

Принимаем скорости в патрубках $c_н = c_к = 50$ *м/сек* и оцениваем изоэнтропический к. п. д. без учета утечек, дисковых и механических потерь $\eta_a = 0,8$ (полный к. п. д. с учетом всех потерь для машины с подшипниками качения порядка 75%).

Оцениваем предварительно: $m = d_2/d_1 = 1,8$; $\bar{t}_{ср р} = 0,5$; $\nu_1 = d_{1вт}/d_{1в} = 0,5$; $\mu_1 = c_{1u}/u_1 = 0$; $\varphi = c_{1m}/u_2 = 0,35$.

Расчет начинаем с определения числа рабочих лопастей по (2.23) и коэффициента μ_2 — по (10.24):

$$z_р = \frac{\pi}{0,5} \cdot \frac{1,8+1}{1,8-1} \sin \frac{30+90}{2} \approx 19; \text{ принимаем } z_р = 20;$$

Изоэнтропическую работу H_a находим по давлениям $p_к$ и $p_{н0}$:

$$H_a = c_p T_{н0} \left[(p_к/p_{н0})^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + c_к^2/2;$$

$$H_a = 1,004 \cdot 300 \, (1,8^{0,286} - 1) + 50^2/2 = 56,8 \text{ кдж/кг}.$$

Полная работа (без учета дисковых потерь):

$$H_т = H_a/\eta_a = 56,8/0,8 = 71 \text{ кдж/кг}.$$

Необходимую окружную скорость найдем по (10.23), приняв $\mu_1 = 0$:

$$u_2 = \sqrt{H_т/\mu_2} = \sqrt{71 \cdot 10^3/0,89} = 282 \text{ м/сек},$$

скорость перед рабочим колесом $c_1 = c_{1m}$ — по принятому коэффициенту подачи φ:

$$c_{1m} = \varphi u_2 = 0,35 \cdot 282 = 100 \text{ м/сек}.$$

Далее определяем параметры воздуха во входном патрубке и перед рабочим колесом. Для упрощения расчетов процесс расширения предполагаем изоэнтропическим, что вносит пренебрежимо малую погрешность ввиду незначительных потерь во входном патрубке:

$$T_{н0}-T_{н}=\frac{c_{н}^{2}}{2c_{p}}=\frac{50^{2}}{2\cdot 1004}=1{,}243^{\circ}\ К;\quad T_{н}=300-1{,}243\approx 298{,}8^{\circ}\ К;$$

$$p_{н}=p_{н0}\left(\frac{T_{н}}{T_{н0}}\right)^{\frac{k}{k-1}}=\left(1-\frac{1{,}243}{300}\right)^{3,5}\cdot 10^{5}=0{,}985\cdot 10^{5}\ н/м^{2};$$

$$\rho_{н}=\frac{p_{н}}{RT_{н}}=\frac{0{,}985\cdot 10^{5}}{287\cdot 298{,}8}\approx 1{,}15\ кг/м^{3}.$$

Диаметр входного патрубка

$$d_{н}=\sqrt{\frac{4G}{\pi\rho_{н}c_{н}}}=\sqrt{\frac{4\cdot 1{,}6}{\pi\cdot 1{,}15\cdot 50}}\approx 0{,}188\ м;$$

$$T_{н0}-T_{1}=\frac{c_{1}^{2}}{2c_{p}}=\frac{100^{2}}{2\cdot 1004}=4{,}98^{\circ}\ К;\quad T_{1}=300-4{,}98\approx 295^{\circ}\ К;$$

$$p_{1}=p_{н0}\left(T_{1}/T_{н0}\right)^{\frac{k}{k-1}}=10^{5}\left(1-4{,}98/300\right)^{3,5}=0{,}943\cdot 10^{5}\ н/м^{2};$$

$$\rho_{1}=p_{1}/RT_{1}=0{,}943\cdot 10^{5}/287\cdot 295\approx 1{,}11\ кг/м^{3}.$$

Входной диаметр рабочего колеса находим по (10.26), приняв $\mu_{v1}\approx 1$:

$$d_{1в}=\sqrt{\frac{4G}{\pi\rho_{1}c_{1m}\left(1-\nu_{1}^{2}\right)\mu_{v1}}}=\sqrt{\frac{4\cdot 1{,}6}{\pi\cdot 1{,}11\cdot 100\left(1-0{,}5^{2}\right)}}\approx 0{,}156\ м.$$

Диаметр втулки

$$d_{1вт}=\nu_{1}d_{1в}=0{,}5\cdot 0{,}156=0{,}078\ м.$$

Средний диаметр входных кромок лопастей

$$d_{1ср}=\left(d_{1в}+d_{1вт}\right)/2=\left(0{,}156+0{,}078\right)/2=0{,}117\ м.$$

Наружный диаметр рабочего колеса

$$d_{2}=md_{1ср}=1{,}8\cdot 0{,}117\approx 0{,}21\ м.$$

Число оборотов

$$n=\frac{60u_{2}}{\pi d_{2}}=\frac{60\cdot 282}{\pi\cdot 0{,}21}=25\cdot 25\cdot 600\ об/мин.$$

Параметры воздуха за рабочим колесом:

$$T_{2}=T_{н0}+\frac{H}{c_{p}}\cdot\frac{c_{2}^{2}}{2c_{p}};\quad c_{2}^{2}=c_{2u}^{2}+c_{2m}^{2};\quad c_{2u}=\mu_{2}u_{2}=$$
$$=0{,}89\cdot 282=251\ м/сек.$$

Принимаем $c_{2m}=c_{1m}=100$ *м/сек*; тогда

$$c_2^2=251^2+100^2=7,34\cdot 10^4\ (м/сек)^2;$$

$$T_2=300+\frac{71}{1,004}-\frac{7,34\cdot 10^4}{1004\cdot 2}=334,1^\circ\,K.$$

Оценив изоэнтропический к п д рабочего колеса $\eta_р=0,9$, по (9.47) найдем температуру в конце изоэнтропического сжатия:

$$T_{2a}-T_1=\eta_р(T_2-T_1)=0,9\,(334,1-295)=35,2^\circ\,K;$$

$$p_2=p_1\,(T_{2a}/T_1)^{\frac{k}{k-1}}=0,943\cdot 10^4\,(1+35,2/295)^{3,5}=1,39\cdot 10^5\ н/м^2;$$

$$\rho_2=\frac{p_2}{RT_2}=\frac{1,39\cdot 10^5}{287\cdot 334,1}=1,45\ кг/м^3.$$

Высоту рабочих лопастей на выходе из рабочего колеса находим по уравнению неразрывности, приняв $\mu_{v2}=0,95$:

$$l_2=\frac{G}{\pi d_2\rho_2\mu_{v2}c_{2r}}=\frac{1,6}{\pi\ 0,21\cdot 1,45\cdot 0.95\cdot 100}=0,0176\ м.$$

Проверяем отношение l_2:

$$\bar{l}_2=l_2/d_2=0,0176/0,21=0,084;$$

оно вполне приемлемо

Расчет рабочих лопастей сводится к определению формы лопастей в сечении на среднем диаметре $d_{1ср}$:

$$u_{1ср}=\pi d_{1ср}n/60=\pi\cdot 0,117\cdot 25\,600/60=157\ м/сек;$$

$$\operatorname{tg}\beta_1=c_{1m}/u_1=100/157=0,637;\quad \beta_1=32,5^\circ.$$

Входной угол лопастей на среднем диаметре, принимая $i_р=10^\circ$:

$$\beta_{1р}=\beta_1+i_р=32,5+10=42,5^\circ.$$

Ширину рабочего колеса найдем по принятому отношению $B/d_2=0,28$:

$$B=d_2\,(\quad d_2)=0,21\cdot 0,28\approx 0,06\ м.$$

Предполагая, что рабочее колесо литое, принимаем $y_{max}=t_{ср}$.

$$y_{max}=t_{ср}=\pi d_{1ср}/z_р=\pi\cdot 0,117/20=0,0184\ м.$$

Кроме того, принимаем $x_{max}=B-l_2=0,06\ 0,0176\approx 0,042\ м.$

Показатель степени

$$m=\frac{x_{max}}{y_{max}}\operatorname{ctg}\beta_{1р}=\frac{0,042}{0,0184}\operatorname{ctg}42,5^\circ\approx 2,5.$$

Уравнение средней линии профиля

$$y/0,0184=(x/0,042)^{2,5}.$$

Рассчитанная по этой формуле средняя линия и лопасть построены на рис 10 12 (штриховая линия).

§ 10.7. Конструкция центробежных компрессоров

На рис. 10.13 дан продольный разрез компрессора НЗЛ для подачи природного газа на магистральных газопроводах. Три последовательно включенных компрессора подают 13 млн. *нм*^{3}/сутки природного газа, повышая его давление с 32 до 56 *ат*. Мощность, потребляемая одним компрессором, составляет 4000 *квт* при $n=7900$ *об/мин*; к. п. д. компрессора равен пример-

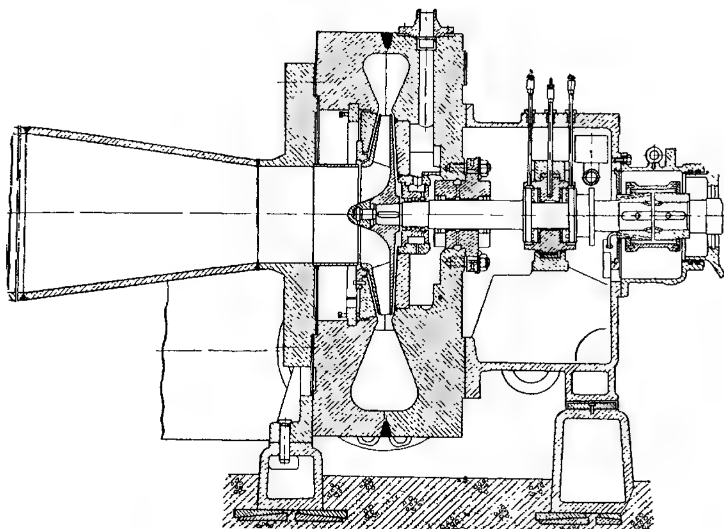


Рис. 10.13. Компрессор (нагнетатель природного газа) НЗЛ

но 84%. Высокое давление обусловило необходимость применения массивного корпуса. Поскольку нет горизонтального разъема корпуса, рабочее колесо вынимается после отсоединения передней крышки фланца (вместе со всасывающим патрубком). Компрессор выполнен по типу обычного одноступенчатого насоса со спиральной камерой. Такая конструкция компрессора очень компактна, однако, как показали опытные исследования, вызывает существенные радиальные усилия (результирующая сил давления) в роторе при отклонении режима работы от расчетного, так как при нерасчетных условиях работы давления в спиральной камере по окружности распределяются весьма неравномерно. Условия работы подшипников были бы весьма облегчены, если бы компрессор был с безлопаточным диффузором

и заваленной набок улиткой (как на рис. 10.1, *в*). Как показали исследования М. Т. Столярского [41], в последнем случае неравномерность распределения давления незначительна, особенно если вместо улитки применить торовый газосборник постоянного сечения. Задача уплотнения вала из условий безопасности работы установки решена следующим образом. За рабочим колесом расположено обычное лабиринтовое уплотнение, а полость между уплотнением и подшипником соединена перепускной трубой небольшого диаметра со всасывающей линией компрессора. Следовательно, давление газа перед подшипником почти не отличается от давления во всасывающей линии (однако составляет все же значительную величину). Роль герметичного уплотнения выполняет передний подшипник, масло к которому подается под большим давлением. Масло, стекающее в сторону рабочего колеса, попадает в специальную поплавковую камеру с регулятором уровня, а оттуда в отстойник и затем — в масляный бак

На рис. 10.14 представлен компрессор (доменная воздуходувка) НЗЛ К-3250-41-1. Расчетные параметры его следующие подача 54,2 $м^3/сек$ при 3250 $м^3/мин$; давление 3,8 *ат*. Приводом компрессора служит паровая турбина мощностью 12 *Мвт*, рассчитанная для работы в диапазоне $n = (2500 \div 3500)$ *об/мин*. В отличие от ранее выпускавшихся доменных воздуходувок, компрессор К-3250-41 выполнен с промежуточным охлаждением воздуха, введение которого, а также тщательная обработка проточной части компрессора обеспечили высокую его экономичность (на расчетном режиме работы изоэнтропический к. п. д. компрессора 86%).

Корпус компрессора литой, чугунный, с горизонтальным и вертикальным разъемами. Вертикальный разъем выполнен для облегчения отливки корпуса и разборке не подлежит. Корпус левого подшипника отлит заодно с корпусом компрессора; корпус правого подшипника выполнен отдельно. Ротор компрессора гибкий ($n = 1600$ *об/мин*), состоит из вала с четырьмя рабочими колесами. Воздух сжимается в первых двух ступенях, рабочие колеса которых одинакового диаметра ($d_2 = 1650$ *мм*), но с разной высотой лопастей, и далее поступает в холодильник. После охлаждения в трубчатом холодильнике воздух сжимается в следующих двух ступенях с диаметром рабочих колес $d_1 = 1360$ *мм*. Диаметр уменьшен, чтобы сохранить приемлемое отношение l_2/d_2 Все ступени с лопастными диффузорами. Частичная разгрузка осевых усилий осуществляется посредством разгрузочного поршня, расположенного за последним рабочим колесом.

Интересна конструкция компрессора фирмы «Броун-Бовери» типа «Изотерм», показанная на рис. 10.15. Основные данные компрессора следующие: подача 8,3 $м^3/сек$, отношение давлений 9; $n = 5500$ *об/мин*, расход охлаждающей воды 0,08 $м^3/сек$ при температуре 295° К. Отличительной особенностью этого компрессора является охлаждение воздуха после всех ступеней, исключая

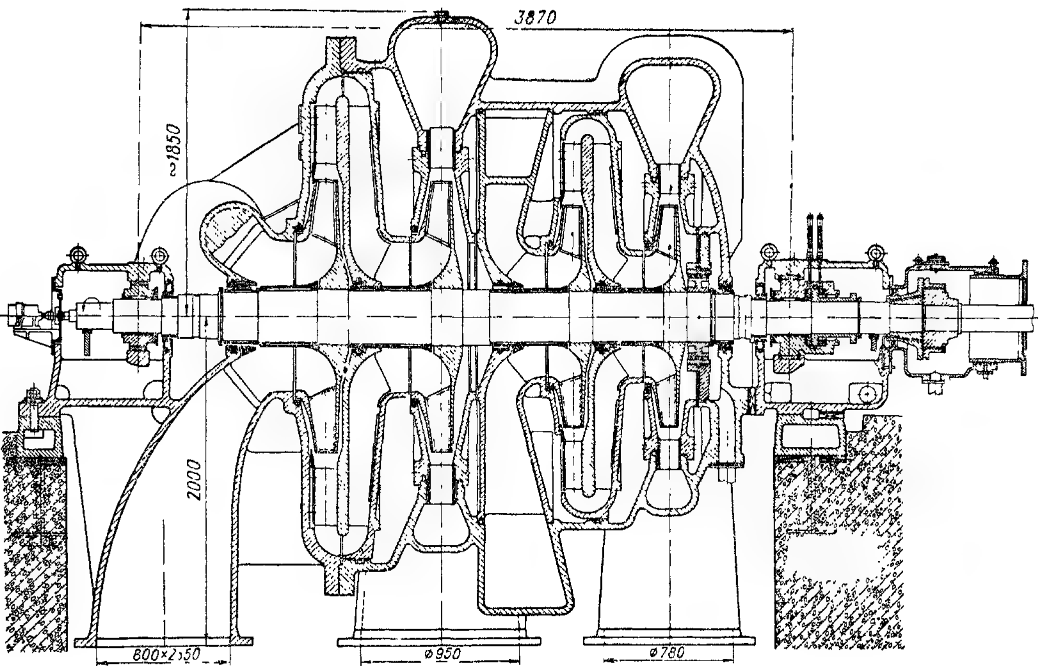


Рис 10 14 Центробежный компрессор (доменная воздуходувка) НЗЛ К-3250 41-1

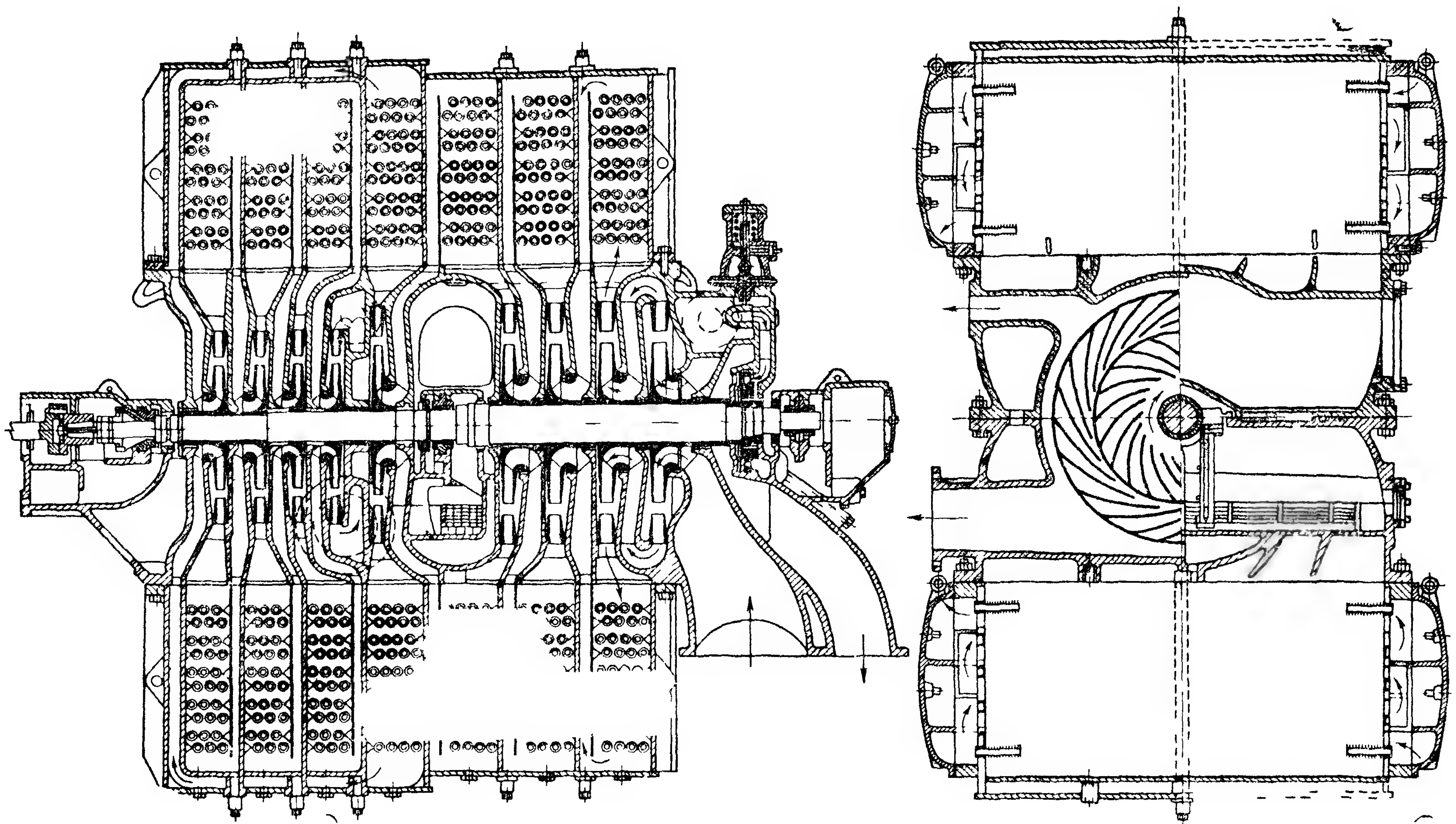
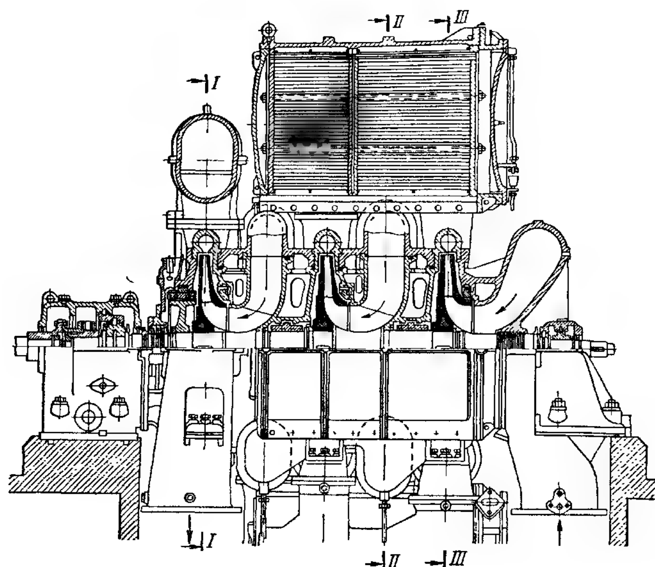


Рис. 10.15 Компрессор типа «Изотерм» фирмы «Броун-Бовери»



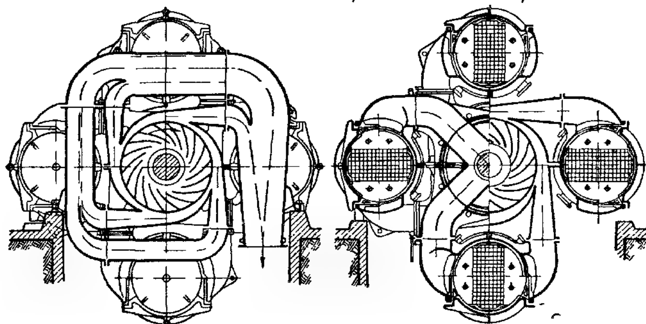


Рис. 10 16. Компрессор с прямолинейными диффузорами фирмы «Эрликон»

первую и последнюю. Воздухоохладитель выполнен в виде двух коробок прямоугольной формы, одна из которых расположена над компрессором, а вторая — под ним. В коробках в специальных трубных дисках закреплены трубки, по которым движется охлаждающая вода; воздух проходит между трубками. Хорошее охлаждение обеспечило высокий изотермический к. п. д., несмотря на большое отношение давления ($\eta_{из}=0,67$ при $\varepsilon=9$). Пройдя первые две ступени, воздух охлаждается в первой секции холодильника и поступает к третьей ступени. Далее воздух охлаждается после каждой ступени (кроме последней). Последние четыре ступени расположены симметрично по отношению к первым пяти с целью разгрузки осевых усилий. Компрессор регулируется дросселем, установленным на всасывающей линии. Антипомпажный клапан расположен на входном патрубке компрессора (сверху) и сбрасывает воздух не на выхлоп, как это делают обычно, а в специальную турбину осевого типа, рабочее колесо которой крепится на валу компрессора (на рис. 10.15 справа, вблизи подшипника). Дроссель и клапан антипомпажного устройства с ручным и автоматическим управлением. Ротор ввиду большой его длины опирается на три подшипника. Повышенное давление воздуха в области среднего подшипника вынуждает подавать к нему масло от специального насоса.

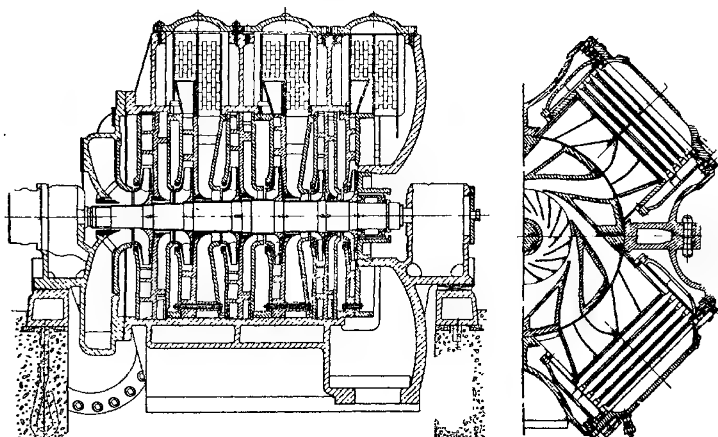


Рис. 10.17. Компрессор К-100-61-2 НЗЛ

На рис. 10.16 показана конструкция трехступенчатого компрессора фирмы «Эрликон». После первого рабочего колеса воздух поступает сперва в четыре прямолинейных диффузора, а

затем в четыре холодильника (сечение $III-III$), каждый из которых разделен на две секции. Из холодильника воздух поступает во вторую ступень (сечение $II-II$), затем снова в холодильники и, наконец, в третью ступень. Диффузоры третьей ступени соединяются в общий патрубок (сечение $I-I$). При подаче 3,3 $м^3/сек$ отношение давлений в компрессоре $\varepsilon=3{,}8$. Высокий к. п. д. компрессора достигнут ценою существенного усложнения конструкции.

Из охлаждаемых компрессоров особый интерес представляет компрессор НЗЛ К-100-61-2 (рис. 10.17). Параметры его работы: подача 1,5 *м /сек,* отношение давлений $\varepsilon=8$. Диффузоры компрессора восьмиканальные, что, в отличие от компрессора «Эрликон», позволило холодильники встроить в корпус. Рациональная конструкция обусловила очень малые размеры и вес компрессора.

Более детально с методами расчета, результатами опытных исследований и конструкциями компрессоров можно ознакомиться в [14], [36], [40], [42], [43], [44].

Глава одиннадцатая

ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

§ 11.1. Устройство осевого компрессора

Осевые компрессоры по принципу работы аналогичны осевым насосам и вентиляторам. Основные отличия компрессоров связаны с применением существенно бóльших окружных скоростей и большого числа ступеней: $u_в=(200\div300)$ *м/сек* — для компрессора стационарных установок и до 400 *м/сек* — для транспортных; $u_в\leqslant100$ *м/сек* — для вентиляторов. Большие окружные скорости вынуждают предъявлять особые требования к прочности лопастей и дисков, что сказывается на конструкции машины. Число ступеней осевого компрессора порядка $8\div10$ является обычным; в некоторых случаях оно достигает $16\div20$.

Принципиальная схема осевого компрессора показана на рис. 11.1. Основными частями компрессора являются ротор *1* с рабочими лопастями *2* и корпус *3*, к которому крепятся направляющие лопасти *4* и *5* и который имеет патрубки для входа *6* и выхода 7 газа. Газ с параметрами $p_н$, $T_н$ и $c_н$ поступает во входной патрубок *6*, оттуда — во входной направляющий аппарат, а затем проходит последовательно ступени компрессора. Из последней ступени газ попадает в диффузор *8* и далее — в напорный (выходной) патрубок 7. Входные напрявляющие лопасти закручивают поток в сторону вращения ротора или в противоположную сторону, в зависимости от типа применяемых ступеней. В некоторых типах компрессоров (с осевым входом на сту-

пени) входной направляющий аппарат отсутствует. Поэтому под ступенью компрессора подразумевают совокупность одного ряда рабочих лопастей и последующего ряда направляющих лопастей.

На выходе из промежуточных направляющих аппаратов поток может быть закручен как в сторону вращения, так и в противоположную сторону; за последним направляющим аппаратом, называемым спрямляющим, выход потока осевой. Поскольку давление воздуха возрастает от ступени к ступени, высота

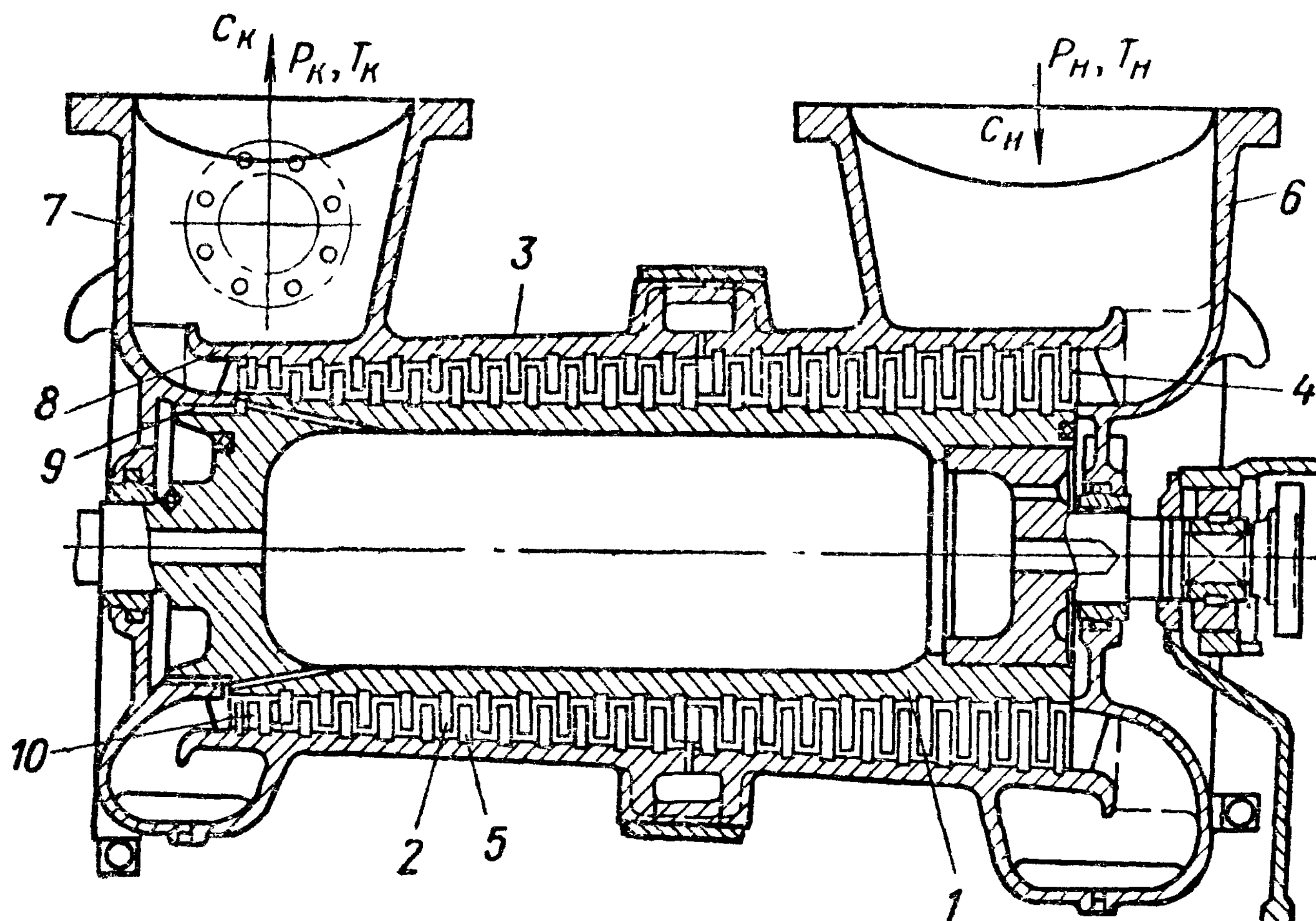


Рис. 11.1. Осевой компрессор

лопастей уменьшается вдоль проточной части, что приводит к возрастанию относительного диаметра втулки $\gamma = d_{вт}/d_в$. Для первых ступеней компрессоров характерны относительные диаметры втулки $\gamma_1 = 0{,}5 \div 0{,}7$; для последних — $\nu_z = 0{,}7 \div 0{,}9$. Приведенные цифры типичны для компрессоров, хотя бывают и отступления. Так, некоторые транспортные компрессоры имеют $\gamma_1 < 0{,}5$ (до 0,4), а в многокорпусных компрессорах стационарного типа возможны $\gamma_1 > 0{,}8$.

Закон изменения относительного диаметра втулки по ступеням зависит от выбранного закона изменения осевой скорости вдоль проточной части и типа проточной части.

Осевая скорость принимается либо постоянной во всех ступенях, либо уменьшающейся вдоль проточной части. В первом случае ступени можно изготовлять одинаковыми, отличающимися только высотой лопастей, что упрощает изготовление лопастных аппаратов. Однако при этом скорость за последней ступенью (перед диффузором) может оказаться весьма большой, что ведет к снижению к. п. д. компрессора, так как эффективность диффузоров невелика. Поэтому компрессоры с постоянной осевой ско-

ростью применяют только в тех случаях, когда доля динамического напора за последней ступенью мала, по сравнению с суммарным напором ступеней. В современных компрессорах с большими окружными скоростями обычно предпочитают уменьшать осевую скорость от (180÷150) *м/сек* в первых ступенях до (140÷110) *м/сек* — в последних. Правда, в этом случае не удается все ступени выполнить одинаковыми: применяют 3—4 группы ступеней. На применение нескольких групп ступеней конструкторы идут охотно, поскольку это позволяет уменьшить хорду профилей (от группы к группе) и таким образом сократить осе-

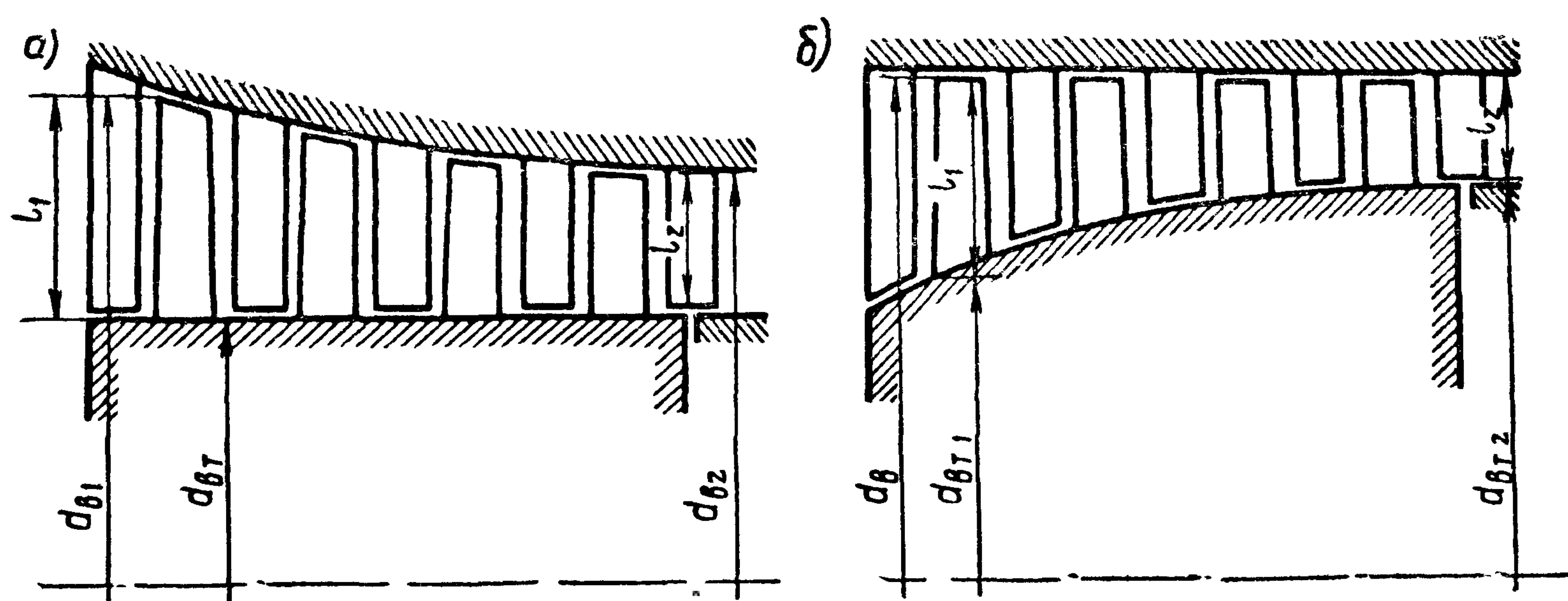


Рис. 11.2. Основные схемы выполнения проточной части осевых компрессоров

вые размеры компрессора, как правило, весьма значительные. Кроме того, уменьшение осевой скорости вдоль проточной части целесообразно еще и потому, что позволяет сохранить достаточно большими высоты лопастей последней ступени.

Во избежание чрезмерного снижения к. п. д. компрессора желательно иметь высоту лопастей последних ступеней не менее (30÷40) *мм*. В тех случаях, когда это не удается, а переход к центробежному компрессору нежелателен, целесообразно три-четыре последние ступени заменить одной центробежной. Этот вопрос рассмотрен более подробно в § 11.4.

Проточную часть компрессора проектируют преимущественно по одной из двух схем: а) с постоянным диаметром ротора ($d_{вт}$=const), б) с постоянным диаметром корпуса ($d_в$=const). Схемы с переменными диаметрами ротора и корпуса встречаются редко.

Применение схемы с постоянным диаметром ротора (рис. 11.2, *а*) заметно упрощает изготовление ротора. Она позволяет выполнить все ступени или группы ступеней одинаковыми, отличающимися высотой лопастей. Крепления рабочих лопастей всех ступеней (или групп) также одинаковые. Вторым преимуществом схемы $d_{вт}$=const является бóльшая высота лопастей последних ступеней, по сравнению с их высотой в схеме

$d_в$=const, при одинаковых параметрах работы, числах оборотов и размерах первой ступени (как это показано на рис. 11.2), а также с одним законом изменения осевых скоростей вдоль проточной части. В этих условиях площадь проходного сечения последней ступени f_z у них одинакова. А так как

$$f_z = \pi d_{\text{ср} z} l_z,$$

где $d_{\text{ср} z}$ — средний диаметр последней ступени, и, кроме того, $(d_{\text{ср} z})_{d_в=\text{const}} > (d_{\text{ср} z})_{d_{вт}=\text{const}}$, то очевидно, что

$$(l_z)_{d_в=\text{const}} < (l_z)_{d_{вт}=\text{const}}.$$

Схема с постоянным диаметром корпуса позволяет упростить изготовление и крепление направляющих лопастей. Некоторое значение имеет также и то обстоятельство, что при $d_в$=const возможна более точная обработка внутренней поверхности корпуса и облегчается контроль за диаметром концов рабочих лопастей; в итоге можно уменьшить радиальный зазор между рабочими лопастями и корпусом. Однако основное преимущество схемы $d_в$=const в другом: она позволяет уменьшить число ступеней компрессора. Ранее было показано, что максимальное давление, развиваемое ступенью осевого вентилятора, пропорционально окружной скорости $u_{вт}$. А так как средний уровень окружных скоростей $u_{вт}$ выше в схеме $d_в$=const, то величина средней работы ступеней в этой схеме оказывается больше, чем в схеме $d_{вт}$=const.

Приведенное сравнение показывает, что обе схемы имеют свои преимущества и недостатки и, соответственно, свои области применения. Компрессоры авиационных двигателей должны быть по возможности малого веса; уменьшение числа ступеней здесь чрезвычайно важно. Поэтому компрессоры авиационных двигателей выполняют преимущественно по схеме $d_в$=const. Компрессоры стационарных газотурбинных установок должны быть возможно простыми в изготовлении; а это условие обеспечивается в схеме $d_{вт}$=const. Поэтому компрессоры стационарных установок чаще выполняют по схеме $d_{вт}$=const.

Осевые компрессоры в настоящее время — наиболее экономичные из всех типов компрессорных машин. Обычным является к. п. д. порядка (86—87) %, а в некоторых машинах (например, в компрессоре среднего давления газотурбинной установки ГТ-12 ЛМЗ) он превышает 91%. Столь высокая эффективность осевых компрессоров достигнута прежде всего благодаря применению аэродинамически совершенных лопастных аппаратов. К. п. д. отдельных (изолированных) ступеней, разработанных в ЦКТИ, достигает (94÷95) %. Но входные и выходные патрубки заметно влияют на к. п. д. При аэродинамически совершенных патрубках разность между к. п. д. проточной части компрессора (без учета потерь в патрубках и диффузоре) и всего компрессо-

ра не превышет (2÷3) %; в неблагоприятном случае она может возрастать до (4÷5) %.

Потери во входном патрубке, как правило, невелики даже в неблагоприятном случае. Однако, несмотря на это, профилированию входного патрубка необходимо уделять большое внимание, так как он формирует поток перед входным направляющим аппаратом. При неудачном профилировании поле скоростей перед первой ступенью может оказаться неравномерным как в радиальном, так и в окружном направлении. Кроме того, может иметь место значительное закручивание потока, на которое входной направляющий аппарат не рассчитан. Оба эти обстоятельства ведут к значительному снижению эффективности нескольких первых ступеней и, следовательно, компрессора в целом.

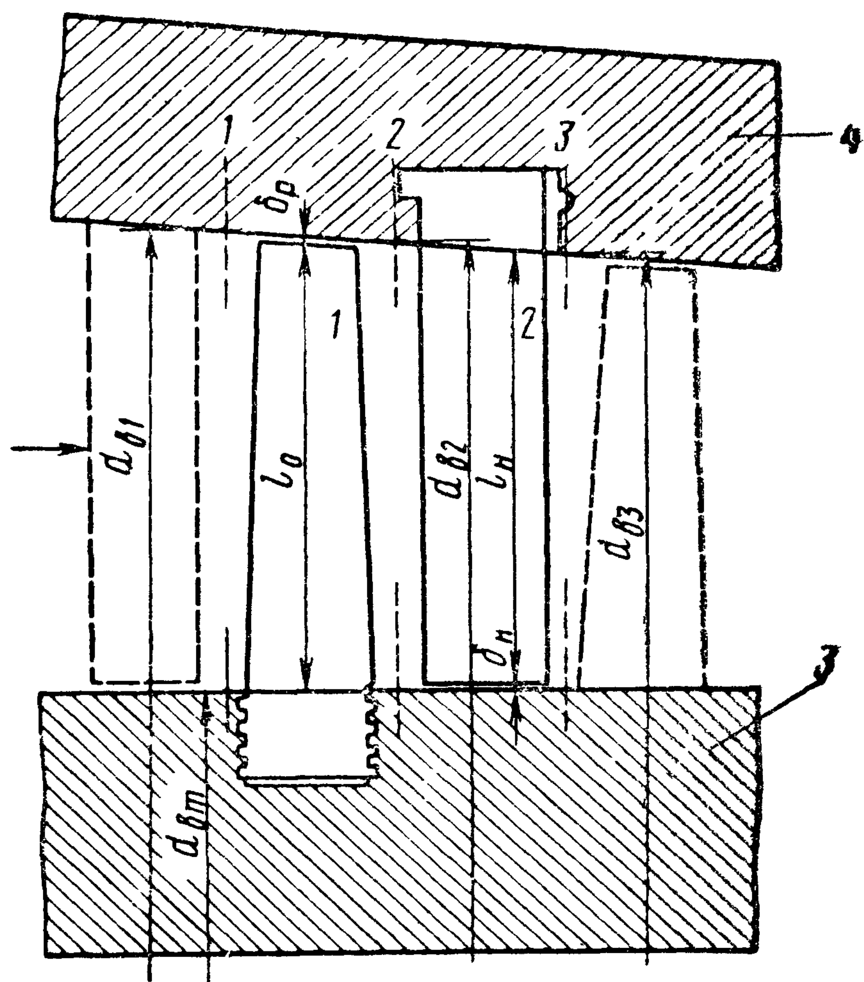


Рис. 11.3. Ступень осевого компрессора:

1 — рабочие лопасти; *2* — направляющие лопасти, *3* — ротор; *4* — корпус

В настоящее время можно дать некоторые рекомендации, обеспечивающие достаточно равномерное поле скоростей перед первой ступенью, однако при разработке новых форм патрубков обычно прибегают к экспериментальной отработке патрубков или их моделей.

Потери в диффузоре, расположенном за последней ступенью, могут составлять заметную величину, особенно при больших скоростях воздуха. Расчет диффузоров и выходных патрубков ведется либо по методу подобия, либо на основании экспериментальных исследований и доводки нового варианта.

Некоторые конструкции патрубков приведены в § 11.6.

§ 11.2. Ступень осевого компрессора

Схема ступени осевого компрессора и основные обозначения показаны на рис. 11.3.

Рабочие лопасти осевых компрессоров (как и лопасти реактивных паровых турбин) могут выполняться заодно с промежуточным телом или отдельно от него. Рабочая лопасть, выполненная заодно с промежуточным телом, имеет пилообразный хвост с четырьмя зубцами, которыми она крепится в профилированной кольцевой канавке ротора. Рабочий чертеж лопасти показан на

рис. 11.4. Лопасти заводятся в канавку через специальный замковый паз. Один из вариантов замков, обслуживающих две смежные канавки, представлен на рис. 11.5. После установки последних лопастей (в обеих канавках) в замковую канавку вставляются вначале замковые вставки *1*, а затем — вставки *2*, которые расклиниваются клином *3*. Клин стопорится винтом или при помощи бортиков замковых вставок.

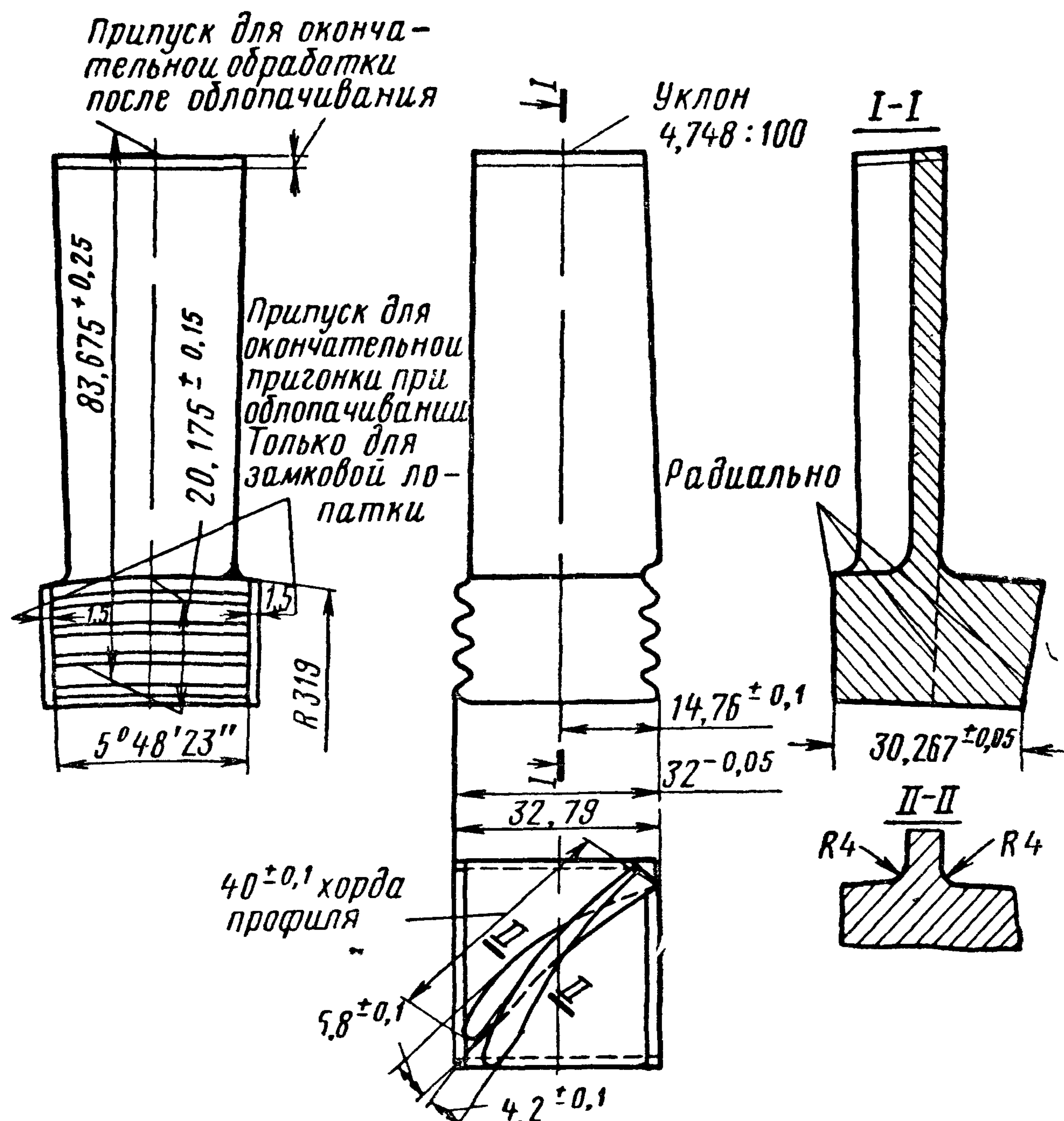
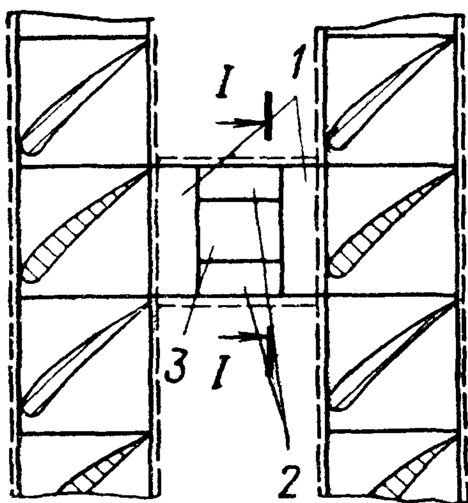


Рис. 11.4. Рабочая лопасть, выполненная заодно с промежуточным телом

Направляющие лопасти осевых компрессоров имеют более простые крепления, чем рабочие, поскольку напряжения в них невелики. Встречаются два типа крепления направляющих лопастей: а) лопасти заводятся в канавки, выполненные в корпусе компрессора. Такие крепления аналогичны креплениям рабочих лопастей и отличаются лишь более простым профилем канавок; б) направляющие лопасти крепятся к двум лентам, изогнутым в виде полуколец, образуя две половины направляющего аппарата. Нижняя половина крепится к нижней части корпуса, а верхняя — к верхней. Один из вариантов такой конструкции представлен на рис. 11.6. Ко внутренним концам лопастей *1*, изготовленных заодно с шипами, крепится бандажная лента *2*. Внешние (хвостовые) концы лопастей привариваются к ленте *3*,

причем для обеспечения требуемой жесткости конструкции и прочности хвосты лопастей входят в отверстия, выполненные в ленте. Лента приваривается к кольцу *4*, которое крепится к корпусу *5*. Такая конструкция позволяет заметно упростить изготовление лопастей и корпуса.

Основные схемы ступеней осевого компрессора. В основу классификации ступеней осевых компрессоров кладут степень реактивности θ. Поскольку в общем случае степень реактивности может изменяться по высоте лопастей, под степенью реак-



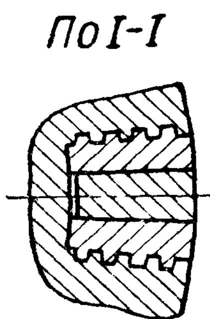


Рис. 11.5. Замок для рабочих лопастей, выполненных заодно с промежуточным телом

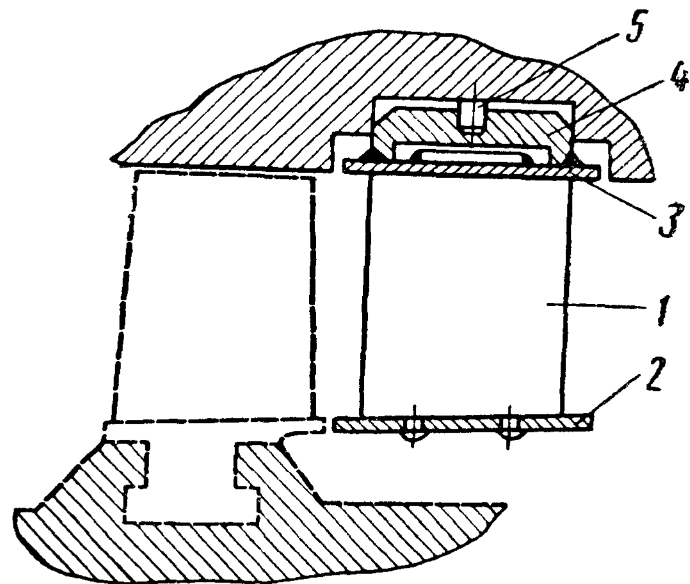


Рис. 11.6. Направляющий аппарат с бандажом

тивности ступени условно подразумевают ее величину на среднем квадратичном диаметре ступени ($d_с$). В общем случае степень реактивности определяется по (2.14); для осевых ступеней $u_2 \approx u_1$ и $c_{2a} \approx c_{1a}$, что заметно упрощает выражение θ:

$$\theta = 1 - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u}. \qquad (11.1)$$

Степень реактивности может изменяться в широких пределах, однако практическое применение нашли ступени с $\theta = 0{,}5 \div 1$.

Рассмотрим основные особенности типичных схем ступеней.

Ступень со степенью реактивности $\theta = 0{,}5$ характеризуется закруткой потока перед рабочим колесом в сторону вращения ротора. Если $c_{1a} = c_{3a}$ и $c_1 = c_3$ (что характерно для большинства ступеней), то треугольники скоростей рабочих и направляющих лопастей симметричны, а профили их одинаковы (рис. 11.7, *а*). Действительно, из треугольников скоростей следует, что при $\theta = 0{,}5$ $c_{1u} + c_{2u} = u$, а так как $w_{1u} = u - c_{1u}$ и $w_{2u} = u - c_{2u}$, то

$$c_{1u} = w_{2u} \text{ и } c_{2u} = w_{1u},$$

что и определяет симметричность треугольников скоростей при постоянной осевой скорости.

Теоретически ступень с $\theta = 0{,}5$ является наиболее экономичной: оптимальные условия рабочих лопастей автоматически озна-

чают, что условия работы направляющих лопастей также оптимальны. Это обстоятельство обусловило широкое распространение ступеней с $\theta=0{,}5$. Более того, такие ступени часто выполняют с постоянной по высоте лопастей степенью реактивности. Расчет таких ступеней связан с большими трудностями, вызванными искажением поля осевых скоростей по высоте лопастей и невозможностью достаточно точно рассчитать это поле скоростей. Это вынуждает проводить длительную экспериментальную доводку ступеней.

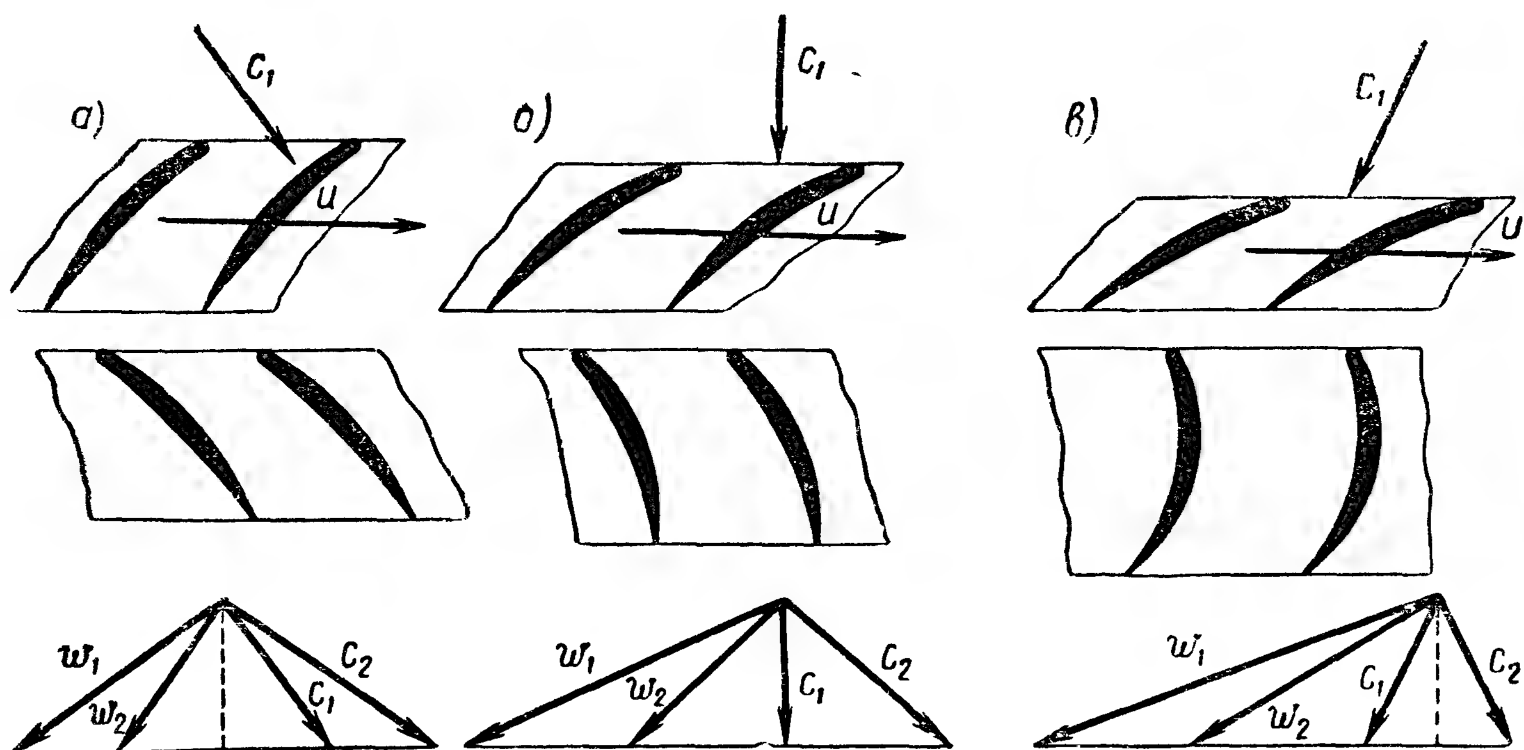


Рис. 11.7. Профили лопастей и треугольники скоростей ступеней с различной степенью реактивности

Расчеты и эксперимент показывают, что к. п. д. ступени с $\theta=0{,}5$ на $(1\div1{,}5)$ % превышает к. п. д. ступени с $\theta=1$. Применение ступеней с $\theta=0{,}5$ целесообразно при больших окружных скоростях ($u_{в}\geqslant(240\div250)$ *м/сек* при работе на воздухе): закручивание потока в сторону вращения ротора (перед рабочими лопастями) позволяет заметно уменьшить относительную скорость перед рабочими лопастями, и, следовательно, снизить число $M_1=w_1/a_1$.

Ступень с цилиндрическими направляющими лопастями (незакрученными, постоянного профиля) занимает особое место среди ступеней осевых компрессоров. Заметное упрощение изготовления в сочетании с высоким к. п. д. ступеней обусловило широкое применение их в компрессорах газотурбинных установок. Цилиндрические направляющие лопасти закручивают поток перед рабочими лопастями в сторону вращения ротора, как и в ступенях с $\theta=0{,}5$ Поле осевых скоростей также оказывается весьма неравномерным. Эти особенности сближают рассматриваемую ступень со ступенью с $\theta=0{,}5$. Расчет ступеней с цилиндрическими направляющими лопастями также затруднен; компрессоры с такими ступенями обычно рассчитывают по методу подобия.

Ступень с осевым входом и осевым выходом (рис. 11.7, *б*) характеризуется отсутствием закручивания потока перед ступенью и за ней: $c_{1u}=c_{3u}=0$. Степень реактивности таких ступеней находится в пределах $\theta=0{,}5\div0{,}8$, увеличиваясь от корневых сечений рабочих лопастей к концевым. Обычно такие ступени выполняются по закону постоянства циркуляции ($rc_u=\text{const}$), что обеспечивает близкое к равномерному поле осевых скоростей. Ступени с осевым входом и осевым выходом — основной тип ступеней насосов и вентиляторов; в компрессорах такие ступени целесообразно применять при умеренных окружных скоростях ($u_в=(200\div250)$ *м/сек*), обеспечивающих допустимые значения числа $M_1<0{,}9\div0{,}85$.

Условие $c_{1u}=c_{3u}=0$ и близкое к равномерному поле осевых скоростей заметно облегчают стыкование групп ступеней. Кроме того, такие ступени можно уверенно проектировать без экспериментальной их доводки. Во всяком случае, к. п. д. ступеней $(93\div94)$ % достигаются без экспериментальной доводки.

В ступенях со степенью реактивности $\theta=1$ $c_{1u}=-c_{2u}$, т. е. поток закручивается перед рабочим колесом в сторону, противоположную вращению ротора (рис. 11.7, *в*). Вся работа сжатия в ступени (без учета потерь) равна работе сжатия на рабочих лопастях; направляющие лопасти в этом случае только поворачивают поток ($c_2=c_3$). Такие ступени, как правило, выполняют по закону постоянной циркуляции ($rc_{1u}=\text{const}$; $rc_{2u}=\text{const}$), поэтому степень реактивности также оказывается постоянной по высоте лопастей (ибо $c_{1u}=-c_{2u}$). Ступени с $\theta=1$ доведены до большой степени совершенства в ЦКТИ, к. п. д. их достигает $(93\div94)$ %[18]. Более детальный анализ показывает, что ступени с $\theta=1$ более высоконапорны, чем ступени с меньшей степенью реактивности. Поэтому их целесообразно применять при малых окружных скоростях ($u_в=(160\div220)$ *м/сек* при работе на воздухе). Кроме того, анализируя треугольники скоростей при отклонении режима работы от расчетного, легко убедиться, что равному изменению расхода ступени с $\theta=1$ соответствует меньшее, чем ступеням с $\theta<1$, изменение угла атаки рабочих лопастей. Эта особенность легко объясняет экспериментально установленный факт, что характеристики ступеней с увеличением степени реактивности становится более пологими.

Как правило, ступени всех типов рассчитываются так, чтобы работа ступени была постоянной по высоте лопастей. Исключение составляют лишь случаи, когда изменением работы в одной или нескольких ступенях пытаются выравнять поле осевых скоростей. В принципе это целесообразно, но затрудняет расчеты.

Результаты сравнения ступеней показывают, что каждая из них обладает своими особенностями и поэтому имеет свою область применения.

Расчет поля осевых скоростей в ступени осевого компрессора. Как уже отмечалось, ступени осевых насосов и вентиляторов

обычно рассчитывают так, чтобы в них отсутствовало радиальное перетекание жидкости. Математически отсутствие радиальных перетеканий выражается так:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{c_u^2}{r}.$$

В случае идеальной несжимаемой жидкости применение (4.18) приводит к закону постоянной циркуляции $rc_u = \text{const}$ и $c_a = \text{const}$.

Для сжимаемой жидкости профилирование по закону постоянной циркуляции обеспечивает (при отсутствии потерь) постоянную осевую скорость по высоте лопастей, но предполагает небольшие радиальные перетекания, вызванные изменением плотности газа по высоте лопастей. Поскольку они несущественны, этот закон широко применяется и при расчете ступеней компрессоров. В частности, ступени с осевым входом и осевым выходом, а также ступени с $\theta = 1$ обычно рассчитываются из условия $rc_u = \text{const}$.

Однако некоторые типы ступеней выполняются с существенно неравномерным полем осевых скоростей; к ним относятся, например, ступени с $\theta = 0{,}5$ и с цилиндрическим направляющим аппаратом. Расчет поля скоростей в таких ступенях представляет задачу большой сложности, если даже пренебречь влиянием потерь и сжимаемости.

Приближенное решение задачи становится возможным, если, во-первых, упростить схему течения и, во-вторых, принять политропический к. п. д. ступени постоянным по высоте лопастей.

Схема течения упрощается тем, что вместо действительного трехмерного (пространственного) течения рассматривается двухмерное, к которому переходят путем осреднения скоростей в окружном направлении. Поверхности тока такого течения можно рассматривать как поверхности вращения. Условие постоянства к. п. д. по высоте лопастей упрощает расчет. Это условие принято еще и потому, что формальное решение задачи с переменным к. п. д. практически не может быть использовано, так как закон распределения к. п. д. по высоте лопастей может быть найден только опытным путем. Это упрощение не вносит заметной погрешности при достаточно большой высоте лопастей, если исключить участки вблизи корневых и концевых сечений.

Однако даже принятые допущения позволяют решить задачу только методом последовательных приближений. Вместо условия (4.18) в общем случае необходимо воспользоваться условием отсутствия движения вдоль ортогоналей (поверхностей, перпендикулярных к поверхностям тока). В меридиональном сечении (рис. 11.8) поверхность тока оставит волнистый след *AB*, который условно будем называть линией тока; аналогично ортогональная поверхность оставит след *CD*, который назовем ортогональю. Поскольку движение вдоль ортогоналей отсутствует,

сумма проекций всех сил на направление касательной к ортогонали должна равняться нулю.

Кроме рассмотренных в § 4.7 центробежной силы $dF_ц$

$$dF_ц = \rho r d\varphi s dh c_u^2 / r$$

и силы dF_p, вызванной разностью давлений (вдоль ортогонали)

$$dF_p = -r d\varphi dh ds \frac{\partial p}{\partial h},$$

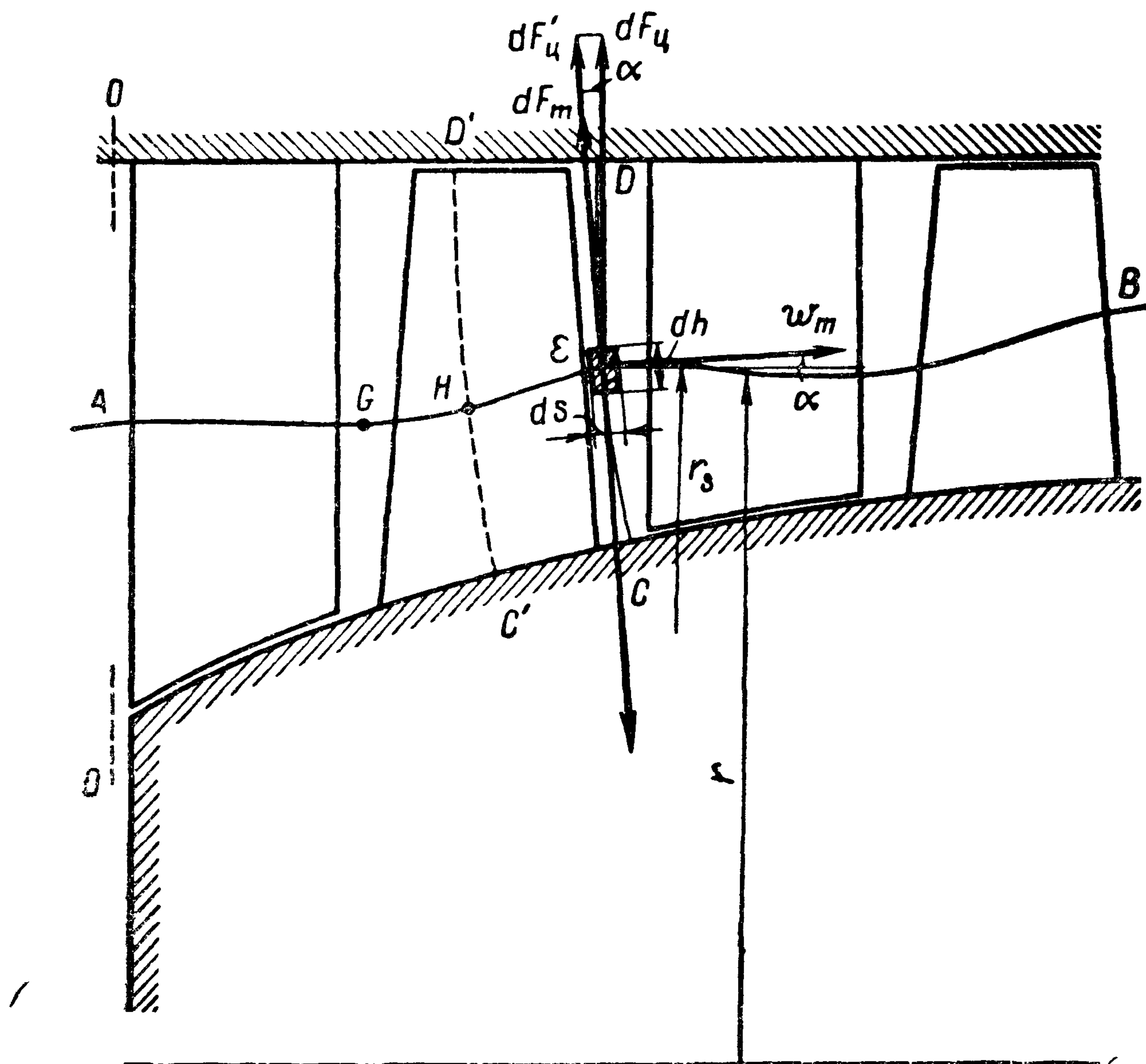


Рис. 11.8. К расчету поля скоростей в осевом компрессоре

на элементарный объем dv действует центробежная сила, вызванная движением по криволинейной траектории в меридиональном сечении:

$$dF_m = \rho r d\varphi ds dh c_m^2 / r_s,$$

где $1/r_s$ — кривизна линий тока.

Контурами выделенного объема в меридиональном сечении служат отрезки линий тока ds и ортогоналей dh.

Проектируя все силы на направление ортогонали и приравнивая сумму их нулю, получаем:

$$dF_ц \cos\alpha + dF_p + dF_m = 0$$

и после соответствующих подстановок и упрощений

$$\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial h}=\frac{c_{\text{ц}}^2}{r}\cos\alpha+\frac{c_m^2}{r_s}. \qquad (11.2)$$

Угол α образован касательной к линии тока и осью машины; в большинстве случаев $\alpha<(10\div15)^\circ$, так что без заметного ущерба для точности можно принять $\cos\alpha\approx1$.

Уравнение (11.2) является исходным при решении поставленной задачи о расчете поля скоростей. Как и прежде, заменим в этом уравнении давление его выражением через скорости, но теперь воспользуемся уравнением Бернулли в форме (9.21), чтобы учесть эффект сжимаемости:

$$H_{ec}=\frac{k}{k-1}RT_0\left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{m-1}{m}}-1\right]=\sum H_{\text{т}}-\frac{c^2-c_0^2}{2}, \qquad (11.3)$$

где T_0, p_0, c_0 — параметры потока перед входным направляющим аппаратом; T, p, c — параметры потока на произвольной ортогонали.

Таким образом, под H_{ec} подразумевается суммарная работа сжатия от входного до рассматриваемого сечения, а $\Sigma H_{\text{т}}$ — суммарная работа, сообщенная газу рабочими лопастями, заключенными между контрольными сечениями. Если, например, контрольное сечение выбрано в области рабочих лопастей первой ступени (сечение $C'D'$ на рис. 11.8), то $\Sigma H_{\text{т}}=uc_u-u_1c_{1u}$, причем значения uc_u и u_1c_{1u} берутся на одной линии тока, т. е. в точках G и H.

Дифференцируя и учитывая выражение (9.24) для политропического к. п. д., получаем

$$\eta_{\text{п}}\frac{\partial}{\partial h}\left(\sum H_{\text{т}}-\frac{c^2}{2}\right)=\frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial h}.$$

Политропический к. п. д. $\eta_{\text{п}}$ учитывает потери от входного до рассматриваемого сечения и предполагается постоянным вдоль ортогоналей.

Подставляя найденное выражение для производной $\frac{\partial p}{\partial h}$ в (11.2), окончательно получаем

$$\eta_{\text{п}}\frac{\partial}{\partial h}\left[\sum H_{\text{т}}-\frac{c^2}{2}\right]=\frac{c_u^2}{r}\cos\alpha+\frac{c_m^2}{r_s}. \qquad (11.4)$$

В общем случае уравнение (11.4) приходится решать методом последовательных приближений, используя то обстоятельство, что второе слагаемое правой части уравнения обычно существенно меньше первого. В первом приближении полагают $c_m^2/r_s\approx0$, что существенно упрощает решение уравнения. Обыч-

но при проектировании компрессоров принимают закон изменения окружных проекций скоростей и находят соответствующий ему закон изменения меридиональных проекций. В такой постановке определение скоростей в первом приближении не вызывает затруднений, поскольку уравнение (11.4) решается в квадратурах:

$$\sum H_{\text{т}} + \frac{(c')^2}{2} - \left(\sum H_{\text{т}} + \frac{(c')^2}{2}\right)_{\text{вт}} = \frac{1}{\gamma_{\text{п}}} \int_0^h \frac{c_u^2}{r} \cos \alpha dh. \quad (11.5)$$

Уравнение (11.5) позволяет найти скорости c' и c_m' в первом приближении.

Для определения скоростей во втором приближении необходимо построить линии тока и найти их кривизну $1/r_s$. Поскольку скорости известны, построение линий тока с помощью уравнения неразрывности не вызывает затруднений. С этой целью для нескольких ортогоналей, построенных вначале приближенно как дуги окружностей, нормальные к границам каналам, находят изменение плотности и вычисляют распределение расхода по высоте лопастей:

$$G = \int_0^h 2\pi r \rho c_m dh.$$

Далее соединяют точки ортогоналей, в которых расход составляет одинаковую долю от суммарного расхода; геометрическое место этих точек является линией тока в первом приближении.

Найдя кривизну линий тока, можно рассчитать скорости во втором приближении, подставляя в дифференциальное уравнение вместо c_m^2/r_s его значение, найденное в первом приближении:

$$\sum H_{\text{т}} + \frac{(c'')^2}{2} - \left(\sum H_{\text{т}} + \frac{(c'')^2}{2}\right) \approx \frac{1}{\gamma_{\text{п}}} \int_0^h \frac{c_u^2}{r} \cos \alpha dh + \frac{1}{\gamma_{\text{п}}} \int_0^h \frac{(c_m')^2}{r_c'} dh. \quad (11.6)$$

Расчет скоростей в третьем приближении аналогичен расчету во втором приближении (линии тока строятся по скоростям c_m'', найденным во втором приближении).

Расчеты показывают, что скорости, найденные в первом приближении, в неблагоприятных условиях (т. е. при значительных радиальных перетеканиях) могут значительно отличаться от действительных скоростей, найденных методом последовательных приближений. Как правило, возникающие вследствие ис-

кривления линий тока центробежные силы препятствуют радиальным перетеканиям. Именно поэтому действительное поле скоростей c_m оказывается обычно ближе к равномерному, чем поле скоростей, найденное в первом приближении.

§ 11.3. Особенности течения в плоской решетке при больших дозвуковых скоростях

Критическое число Маха. По мере увеличения числа М при обтекании решеток наблюдаются вначале только количественные изменения, а начиная с некоторого числа М, появляются качественные изменения, связанные с изменением характера течения при сверхзвуковых скоростях. Очевидно, что качественные изме-

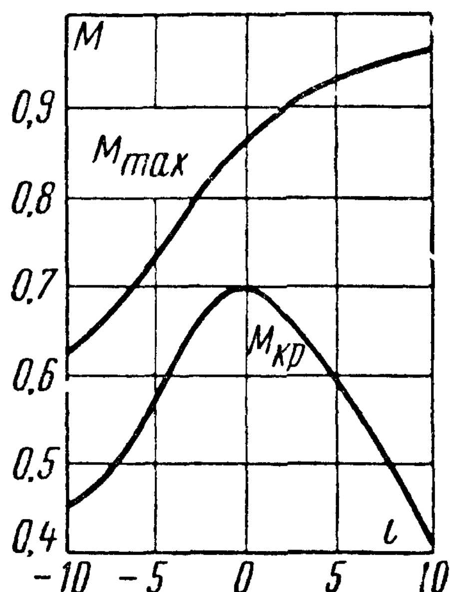


Рис. 11.9. Кривые критических и максимальных чисел М при $\beta_2^*=60°$; $\Delta\beta_р=28°$; $\bar{t}=1$; $\bar{c}=0{,}1$

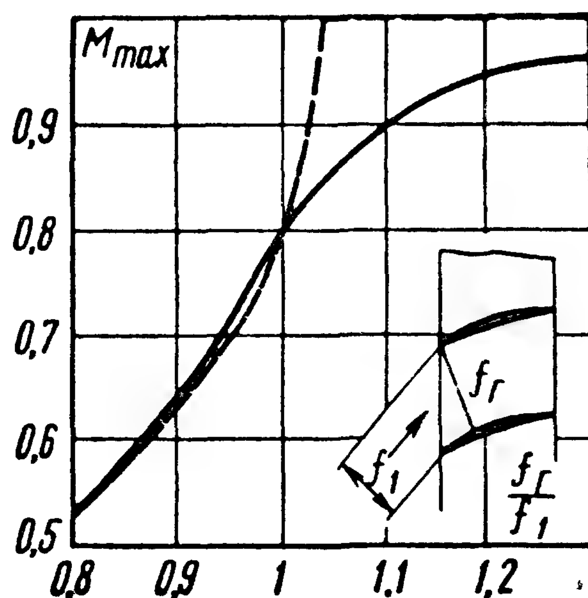


Рис. 11.10. Зависимость между M_{max} и отношением площадей $f_г/f_1$

нения начинаются с того момента, когда скорость в какой-либо точке на профиле достигнет скорости звука, т. е. $w_{max}/a=1$. А поскольку всегда $w_{max}/w_1>1$, то средняя скорость перед решеткой будет меньше скорости звука. Число $M_1=w_1/a_1$, при котором достигается критическая скорость на профиле, принято называть критическим числом М и обозначать $M_{кр}$.

Критическое число $M_{кр}$, как и коэффициент кавитации $\lambda_к$, зависит от угла атаки и достигает наибольшей величины при угле атаки, близком нулю. Согласно опытным данным, $M_{кр}=0{,}7\div0{,}8$, причем меньшие значения соответствуют профилям с большой относительной толщиной и большим углом изгиба. В качестве примера на рис. 11.9 приведен график зависимости $M_{кр}$ от угла атаки для решетки компрессорных профилей С-4 с относительной толщиной $\bar{c}=0{,}1$.

Максимальное число М. При числах $M_1>M_{кр}$ можно достигнуть такое число $M_1=w_1/a_1$, при котором средняя скорость в

горле решетки станет равной критической; его принято называть максимальным и обозначать M_{max}. При достижении числа M_{max} дальнейшее увеличение скорости w_1 и, соответственно, расхода газа через решетку при условии постоянного давления и температуры перед ней, как и в случае турбинных решеток при сверхкритических перепадах давления, становится невозможным.

Величину M_{max} можно определить теоретически, если пренебречь неравномерностью поля скоростей в горле решетки (т. е. решать задачу как одномерную) и, кроме того, не учитывать потери во входном участке. Запишем уравнение энергии, неразрывности и изоэнтропы для сечений перед решеткой f_1 и в горле $f_г$; учтем, что действительное проходное сечение горла меньше геометрического из-за вихревой зоны (рис. 11.10):

$$c_p(T_1-T_г)=(w_г^2-w_1^2)/2;\quad \rho_1 w_1 f_1=\rho_г w_г f_г \mu_{vг};$$

$$\rho_1/\rho_г=(T_1/T_г)^{\frac{1}{k-1}}.$$

Учитывая, что $c_p=\frac{k}{k-1}R$ и используя выражения для M и λ:

$$M_1=\frac{w_1}{a_1}=M_{max};\quad M_г=\frac{w_г}{a_г}=1;\quad \lambda^2=\frac{k+1}{2/M^2+k-1},$$

легко установить зависимость между M_{max} и отношением площадей $f_г/f_1$;

$$M_{max}=\mu_{vг}\frac{f_г}{f_1}\left(\frac{2}{k+1}+\frac{k-1}{k+1}M_{max}^2\right)^{\frac{1}{2}\frac{k+1}{k-1}}. \qquad (11.7)$$

Необходимо отметить, что выражение (11.7) имеет физический смысл только до отношения $\mu_{vг}\frac{f_г}{f_1}\leqslant 1$; при $\mu_{vг}\frac{f_г}{f_1}=1$ $M_{max}=1$, и дальнейшее увеличение отношения $f_г/f_1$ не вызывает увеличения M_{max}, поскольку критическим становится сечение f_1. Зависимость (11.7) представлена на рис. 11.10 (штриховая линия), причем принято $\mu_{vг}=0{,}96$. Там же приведена опытная кривая $M_{max}=f(f_г/f_1)$, полученная для решетки профилей С-4 с $\bar{c}=0{,}1$.

Очевидно, что для решетки данных профилей число M_{max}, как и $M_{рк}$, зависит только от угла атаки (см. рис. 11.9, построенный по данным рис. 11.10), поскольку между отношением площадей и углом атаки существует однозначная связь

$$\frac{f_г}{f_1}=\frac{f_г}{t\sin(\beta_{1р}-i)}.$$

Действительные (найденные в опытах) значения M_{max} несколько меньше теоретических, поскольку при определении последних не учитывается неравномерность поля скоростей в горле

и переменность коэффициента заполнения сечения μ_v. Чем более «махостойкие» профили, тем ближе опытные и расчетные значения M_{max}.

Влияние сжимаемости на характер течения в решетке. По мере увеличения числа M_1 изменяется распределение скоростей на обводах профилей (рис. 11.11). До $M_{кр}$ эти изменения носят количественный характер. Наиболее важным является возрастание градиента давления на тыльной стороне профиля. Прежде всего обращает внимание возрастание отношения w_{max}/w_1 с уве-

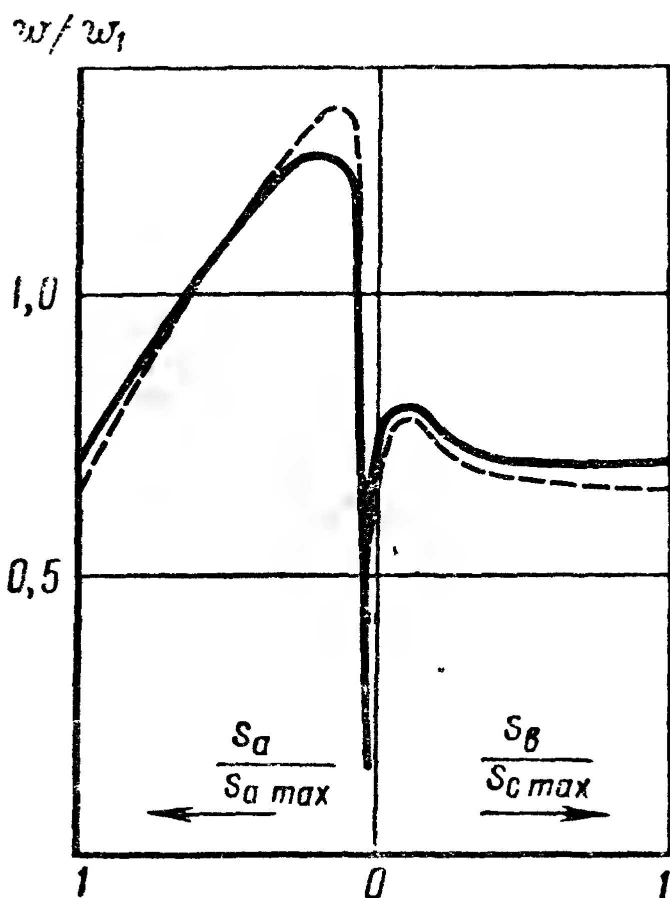


Рис. 11.11. Распределение скоростей по обводам профиля компрессорной решетки:

——————— $M_1=0$;
— — — — — $M_1=0,7$

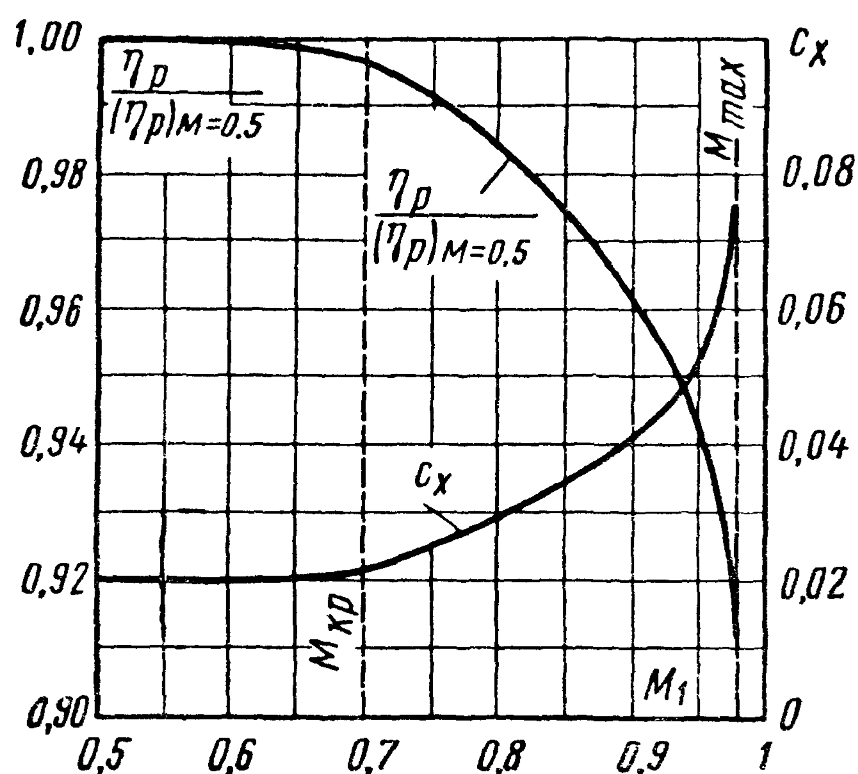


Рис. 11.12. Характер изменения к. п. д. решетки и коэффициента лобового сопротивления от числа M_1

личением числа М, что является естественным следствием эффекта сжимаемости: увеличение скорости приводит к уменьшению плотности газа, а это, в свою очередь, вызывает еще большее увеличение скорости.

На лицевой стороне профиля изменение эпюры скоростей с ростом M_1 несущественно. На тыльной стороне заметно возрастают градиенты скоростей в области как входной, так и выходной кромки. Если профили при малых числах М имеют малый коэффициент подъемной силы c_y (малый угол изгиба профилей, сравнительно малый относительный шаг), то возрастание числа М, вызванное увеличением скорости, вначале не приводит к отрыву потока; коэффициент лобового сопротивления при этом уменьшается. В итоге к. п. д. решетки вначале даже может возрастать, а угол отставания потока σ — уменьшаться.

Однако если решетка профилей уже при малых числах М характеризуется значительными градиентами скоростей, то при

возрастании числа М коэффициент лобового сопротивления увеличивается, так как появляются вихревые зоны на тыльной стороне вблизи выходной кромки. Угол отставания потока в этом случае увеличивается.

Столь противоречивое влияние числа М на характеристики решеток даже при докритических числах М затрудняет систематизацию и обобщение опытных данных по исследованию компрессорных решеток при больших числах М, поэтому и опытные данные носит подчас противоречивый характер.

Обычно максимальное число M_{max} определяют по опытным характеристикам решеток, например по зависимости $\eta_p = f(M_1)$ или $c_x = f(M_1)$, показанным на рис. 11.12. Максимальному числу M_{max} соответствует практически нулевое значение к. п. д. решетки (характеристика становится вертикальной). Если число $M_1 > M_{кр}$, то вблизи профиля возникает область сверхзвуковых скоростей, заканчивающаяся системой скачков уплотнения. Потери в скачках невелики, но вызывают отрыв пограничного слоя от профиля; появляется вихревая область, размеры которой возрастают с ростом числа М. При достижении M_{max} вихревая область оказывается незамкнутой; область отрыва простирается от входной кромки за решетку.

К. п. д. решетки. Теоретическая подъемная сила профиля, обтекаемого идеальным газом, не перпендикулярна средней векторной скорости, вследствие чего появляется кажущееся лобовое сопротивление [44]. Поэтому формула Прандтля для к. п. д. решетки (4.10) в случае сжимаемой жидкости оказывается неприменимой. Практически, однако, при дозвуковых скоростях (4.10) дает незначительную ошибку, чем пренебрегают. Для определения c_y по-прежнему можно пользоваться (4.7), а ориентировочное значение c_x находится по графику (см. рис. 11.12).

§ 11.4. Методика расчета осевых компрессоров

Расчет осевых компрессоров, так же как и центробежых, начинается с определения числа оборотов и основных габарнтных размеров.

Сначала выбирают форму проточной части ($d_{вт} = \text{const}$ или $d_в = \text{const}$) и тип ступеней (по степени реактивности). Некоторые соображения по этому поводу приведены в §11.1 и § 11.2. Оценивают величину окружной скорости $u_{1в}$ (вершин рабочих лопастей первой ступени). Если рабочим телом служит воздух, то $u_{1в} = (200 \div 300)$ *м/сек*, в зависимости от принятой степени реактивности ступеней. В компрессорах транспортных установок величина $u_{1в}$ иногда доходит до 400 *м/сек* и близка к предельной из условий допустимых напряжений. В общем случае при сжатии газов, скорость звука в которых меньше, чем в воздухе, окружная скорость должна выбираться из условий достижения допустимого числа М у вершин рабочих лопаток первой ступени. Для

оценки $u_{1в}$ в этом случае можно пользоваться параметром $M_u = u_{1в}/a_1 \leqslant 0{,}8 \div 0{,}9$.

Число оборотов определяется с помощью уравнения неразрывности, записанного для сечения перед рабочими лопастями первой ступени:

$$f_1 = \frac{G}{\rho_1 c_{1a} \mu_{v1}} = \frac{\pi}{4} (d_{1в}^2 - d_{1вт}^2).$$

Учитывая, что

$$\nu_1 = d_{1вт}/d_{1в}; \quad \varphi_1 = c_{1a}/u_{1в}; \quad u_{1в} = \pi d_{1в} n/60; \quad G/\rho_1 = V_1,$$

после подстановок и преобразований получаем

$$n = 16{,}9 \sqrt{\frac{\varphi_1 (1 - \nu_1^2) u_{1в}^3 \mu_{v1}}{V_1}}. \qquad (11.8)$$

Коэффициенты $\nu_1 = 0{,}5 \div 0{,}8$; $\varphi_1 = 0{,}4 \div 0{,}7$ выбираются. Дальше нетрудно найти диаметры $d_{1в}$ и $d_{1вт}$:

$$d_{1в} = \frac{60 u_{1в}}{\pi n}; \quad d_{1вт} = \nu_1 d_{1в}.$$

Число ступеней находим, как обычно, по суммарному напору $H_т$ и среднему напору ступени $H_{т1ср}$, для оценки которого можно применить формулу, аналогичную (4.20):

$$H_{т\max} = 0{,}8 u_{вт} c_a. \qquad (11.9)$$

Средний напор $H_{тср} \leqslant H_{т\max}$, причем $H_{т\max}$ в общем случае надо определять по среднему значению произведения $u_{вт} c_a$.

Далее можно переходить к расчету ступеней.

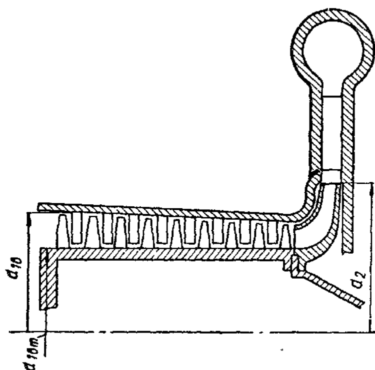


Рис. 11.13. Осевой компрессор с последней центробежной ступенью

Осевой компрессор с последней центробежной ступенью. Если высоты лопастей последних ступеней слишком малы (например, менее (30 ÷ ÷ 40) *мм*) или очень велико число ступеней, то может оказаться целесообразной замена последних трех-четырех ступеней одной центробежной ступенью. Схема такого комбинированного компрессора представлена на рис. 11.13. Последняя ступень может быть обычной

центробежной, с малым углом β_{2p}, или осерадиальной с $\beta_{2p}=90°$. В комбинированном компрессоре используются преимущества центробежных ступеней при малых высотах лопастей. Кроме того, применение радиального диффузора за последней ступенью сокращает осевые размеры компрессора.

Наружный диаметр рабочего колеса центробежной ступени можно найти по принятому отношению диаметров d_2/d_1 (для осерадиальной ступени — $d_2/d_{1в}$): $d_2/d_1=1{,}4\div1{,}8$.

Для определения числа осевых ступеней необходимо вначале определить работу центробежной ступени $H_{т.ц}$, а затем — суммарную работу осевых ступеней:

$$\sum H_{т0}=H_т-H_{тц}.$$

Тогда число осевых ступеней

$$Z_с=\sum H_{т0}/\bar{H}_{т1\,ср}.$$

Пример 11.1. Найти основные размеры осевого компрессора газотурбинной установки на следующие условия работы: подача воздуха $G=70$ *кг/сек*; начальные параметры $p_н=10^5$ *н/м²*; $T_н=290°$ K; конечное давление $p_к=6{,}5\times\times10^5$ *н/м²*; число оборотов $n=5000$ *об/мин* выбрано из условий возможности выполнения компрессора и газовой турбины.

Ввиду большого отношения давлений в компрессоре ($\varepsilon=6{,}5$) выбираем высокие значения коэффициентов φ_1 и ν_1: $\varphi_1=0{,}6$; $\nu_1=0{,}7$ и принимаем $\mu_{v1}=0{,}98$. Оцениваем объемную подачу первой ступени:

$$\rho_н=\frac{p_н}{RT_н}=\frac{10^5}{287\cdot290}=1{,}2\ кг/м^3.$$

Ориентировочно принимаем $\rho_1/\rho_н=0{,}95$; тогда

$$\rho_1=0{,}95\cdot1{,}2=1{,}14\ кг/м^3;\ V_1=G/\rho_1=70/1{,}14=61{,}6\ м^3/сек.$$

По (11.8) вычисляем необходимую окружную скорость:

$$u_{1в}=\sqrt[3]{\left(\frac{500}{16{,}9}\right)^2\frac{61{,}5}{0{,}6\,(1-0{,}7^2)\,0{,}98}}=262\ м/сек.$$

Принимаем $u_{1в}=260$ *м/сек.*

Осевая скорость на входе в первую ступень

$$c_{1a}=\varphi_1u_{1в}=0{,}6\cdot260=156\ м/сек.$$

Теперь можно уточнить величину плотности и давления перед первой ступенью. Для этого найдем скорость c_1 перед первой ступенью и величину потерь во входном патрубке и входном направляющем аппарате.

Ввиду сравнительно большой окружной скорости $u_{1в}$ примем на входе в первую ступень предварительное закручивание потока в сторону вращения ротора и найдем необходимую величину c_{1u} таким образом, чтобы число M у вершины рабочих лопастей $M_{1в}=w_{1в}/a_1=0{,}85$.

Поскольку $w_{1в}^2=c_{1a}^2+(u_{1в}-c_{1uв})^2$, то

$$\mu_{1в}=(c_{1u}/u_1)_в=\sqrt{M_{1в}^2(\bar{a}_1/u_{1в})^2+\varphi_1^2}.$$

Оценим предварительно $c_1 \approx 160$ *м/сек* и примем $c_н = 40$ *м/сек*; тогда

$$T_1 = T_н - \frac{c_1^2 - c_н^2}{2c_p} = 290 - \frac{160^2 - 40^2}{2008} = 278° \text{ K};$$

$$a_1 = \sqrt{kRT} = 20,1\sqrt{278} = 335 \text{ м/сек};$$

$$\mu_{1в} = 1 - \sqrt{0,85^2 (335/260)^2 - 0,6^2} = 0,084;$$

$$c_{1uв} = 0,084 \cdot 260 = 22,4 \text{ м/сек}.$$

На среднем квадратичном диаметре скорость c_{1uc} найдем из условия постоянства циркуляции:

$$d_{1в} = \frac{60u_{1в}}{\pi n} = \frac{60 \cdot 260}{\pi \cdot 5000} \approx 1 \text{ м};$$

$$d_{1c} = d_{1в}\sqrt{(1 + \nu_1^2)/2} = \sqrt{(1 + 0,7^2)/2} = 0,87 \text{ м};$$

$$c_{1uc} = c_{1uв} d_{1в}/d_{1c} = 22,4 \cdot 1/0,87 = 26 \text{ м/сек};$$

$$c_{1c} = \sqrt{c_{1uc}^2 + c_{1a}^2} = \sqrt{26^2 + 156^2} = 159 \text{ м/сек}.$$

Суммарные потери во входном патрубке и входном направляющем аппарате выразим в долях от кинетической энергии скорости c_{1c}, приняв $\zeta_{вх} = 0,1$:

$$\Delta H_{вх} = \zeta_{вх} c_{1c}^2/2 + 0,1 \cdot 159^2/2 = 1260 \text{ дж/кг}.$$

Поскольку найденное значение c_{1c} почти не отличается от принятого, величину температуры T_1 можно считать найденной правильно. Для определения давления p_1 оценим величину показателя политропы расширения, воспользовавшись (9.12), приняв в нем $q = 0$, заменив индексы и подставив вместо напора H_c его выражение (9.15). Окончательно получим:

$$\frac{m}{m-1} = \frac{k}{k-1} + \frac{\Delta H_{вх}}{R(T_н - T_1)};$$

$$\frac{m}{m-1} = 3,5 + \frac{1260}{287(290 - 278)} = 3,835;$$

$$p_н (T_1/T_н)^{\frac{m}{m-1}} = 10^5 (278/290)^{3,835} = 0,85 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2;$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{0,85 \cdot 10^5}{287 \cdot 278} = 1,07 \text{ кг/м}^3.$$

Поскольку найденные и принятые предварительные значения плотности ρ_1 заметно отличаются, нужно ввести в расчет уточнения. Примем значения $u_{1в}(d_{1в})$ и c_{1a} неизменными и уточним величину диаметра втулки $d_{1вт}$ (отношения ν_1). Согласно уравнению неразрывности, записанному для сечения *I—I* (см. рис. 11.3),

$$d_{1вт} = \sqrt{d_{1в}^2 - \frac{4G}{\pi \rho_1 c_{1a} \mu_{v1}}} = \sqrt{1 - \frac{4 \cdot 70}{\pi \cdot 1,07 \cdot 156 \cdot 0,98}} = 0,673 \text{ м};$$

$$\nu_1 = d_{1вт}/d_{1в} = 0,673$$

Далее целесообразно оценить параметры воздуха за последней ступенью и высоту лопастей последней ступени.

Примем скорость за последней ступенью $c_z = 120$ *м/сек* и найдем суммарные потери в диффузоре за последней ступенью и в напорном патрубке

$$\Delta H_{к} = \zeta_{к} c_z^2/2,$$

оценив величину коэффициента потерь $\zeta_{к} = 0{,}5$:

$$\Delta H_{к} = 0{,}5 \cdot 120^2/2 = 3600 \text{ дж/кг}.$$

Температура воздуха за компрессором, если принять $c_{н} = c_{к}$; $\eta_{aк} = 0{,}87$,

$$T_{к} = T_{н} + \frac{H_{aк}}{\eta_{aк} c_p} + \frac{c_{н}^2 - c_{к}^2}{2c_p};$$

$$\frac{H_{aк}}{c_p} = T_{н}\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) + \frac{c_{к}^2 - c_{н}^2}{2c_p} = 290\,(6{,}5^{0{,}286} - 1) = 206^\circ \text{ К};$$

$$T_{к} = 290 + 206/0{,}87 = 527^\circ \text{ К}.$$

Температура воздуха за последней ступенью

$$T_z = T_{к} - \frac{c_z^2 - c_{к}^2}{2c_p} = 527 - \frac{120^2 - 40^2}{2008} = 520{,}6^\circ \text{ К}.$$

Показатель политры (сжатия)

$$\frac{m}{m-1} = \frac{k}{k-1} - \frac{\Delta H_{к}}{R\,(T_{к} - T_z)} = 3{,}5 - \frac{3600}{287 \cdot 6{,}4} = 1{,}54.$$

Давление за последней ступенью

$$p_z = p_{к}\,(T_z/T_{к})^{\frac{m}{m-1}} = 6{,}5 \cdot 10^5\,(520{,}6/527)^{1{,}54} = 6{,}37 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2;$$

$$\rho_z = \frac{p_z}{RT} = \frac{6{,}37 \cdot 10^5}{287 \cdot 520{,}6} = 4{,}26 \text{ кГ/м}^3.$$

Приняв схему проточной части компрессора с постоянным диаметром втулки и $\mu_{vz} = 0{,}95$, найдем диаметр $d_{вz}$ и высоту лопастей последней ступени:

$$d_{вz} = \sqrt{d_{вт}^2 + \frac{4G}{\pi \rho_z c_{za} \mu_{vz}}} = \sqrt{0{,}673^2 + \frac{4 \cdot 70}{\pi \cdot 4{,}62 \cdot 120 \cdot 0{,}95}} = 0{,}79 \text{ м};$$

$$l_z = (d_{вz} + d_{вт\,z})/2 = (0{,}79 - 0{,}673)/2 = 0{,}057 \text{ м}.$$

Высота лопастей последней ступени (57 *мм*) вполне приемлема и позволяет выполнить компрессор с высоким к. п. д.

Теперь перейдем к определению числа ступеней и нагрузки на ступень. Для этого оценим к. п. д. проточной части компрессора (без учета потерь в патрубках и диффузоре) $\eta_{az} \approx 0{,}91$ и определим суммарный напор:

$$\varepsilon_z = p_z/p_1 = 6{,}37 \cdot 10^5/(0{,}85 \cdot 10^5) = 7{,}5;$$

$$\sum H_{т} = \frac{1}{\eta_{az}}\left[c_p T_1\left(\varepsilon_z^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) + \frac{c_z^2 - c_1^2}{2}\right];$$

$$\sum H_т = \frac{1}{0,91}\left[1004\ 278\,(7,5^{0\ 286} - 1) + \frac{120^2 - 156^2}{2}\right] = 234\,000\ дж/кг.$$

Средний напор ступени найдем по средней осевой скорости

$$c_{a\,ср} = (c_{1a} + c_{2a})/2 = (156 + 120)/2 = 138\ м/сек;$$

$$u_{вт} = \nu_1 u_{1в} = 0,673\ 260 = 175\ м/сек.$$

Согласно (11 9)

$$H_{т\,ср} = H_{т\,max} = 0,8 u_{вт} c_a = 0,8\ 175\ 138 = 19\,300\ дж/кг.$$

Число ступеней

$$\sum H_т / H_{т\,ср} = 234\,000/193\,000 \approx 12$$

Ступени разобьем на три группы, по четыре ступени в каждой

I группа — H=20 500 *дж/кг* (на одну ступень), II группа — H= =19 500 *дж/кг*, III группа — H=18 500 *дж/кг*

Теперь можно переходить к детальному расчету ступеней В нашем при мере целесообразно выполнять все ступени по закону постоянной циркуляции, принимая rc_{1u}=const, rc_{2u}=const и, соответственно, c_a=const по высоте лопастей

§ 11.5. Конструкции осевых компрессоров

Рассмотрим некоторые конструкции компрессоров стационарных газотурбинных установок. На рис. 11.14 показан продольный разрез компрессора низкого давления газотурбинной установки Невского завода им. В. И. Ленина (НЗЛ). Подача компрессора 30 *кг/сек* при n=5000 *об/мин*; расчетное отношение давлений $\varepsilon_к$=3,5, число ступеней 16 со степенью реактивности θ=0,5. Ротор компрессора кованый, барабанной конструкции, постоянного диаметра ($d_{вт}$=638 *мм*), составной, что позволяет уменьшить вес и размеры заготовок и вес обработанного ротора. Части ротора соединены посредством горячепрессовой посадки: в средней части ротора имеются две кольцевые канавки, в которые после охлаждения барабана заходят соответствующие буртики, предотвращающие осевое смещение частей ротора. Предотвращение частей ротора от проворачивания обеспечивается как за счет посадки с натягом, так и за счет штифтов, установленных в торцовых стенках барабана. Ротор несет на себе 16 рядов рабочих лопастей Большое число ступеней обусловлено умеренной окружной скоростью ($u_{1в}$=228 *м/сек*). Рабочие лопасти крепятся в канавках, проточенных в роторе. Для удаления конденсата, который может образоваться во время останова, во внутренней части ротора, в торцовой стенке (со стороны нагнетания), просверлены наклонные отверстия. С правой стороны ротора закреплен упорный диск. Для предупреждения проворачивания диска служит шпонка, а для предупреждения осевых смещений — разрезное кольцо, удерживаемое фасонной гайкой. Ротор вращается в подшипниках скольжения со смазкой под давлением.

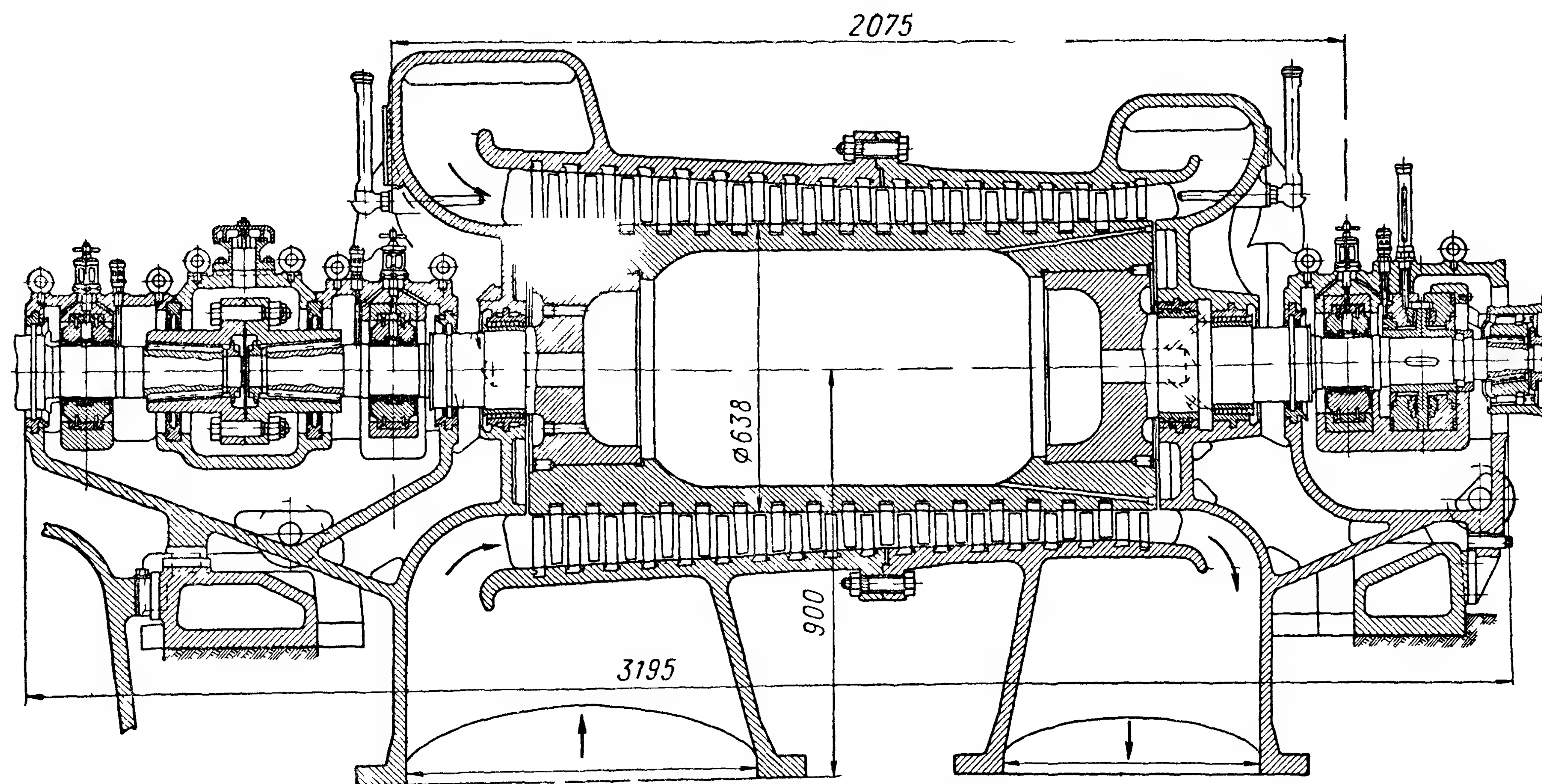


Рис 11 14 Продольный разрез компрессора низкого давления газотурбинной установки мощностью 1500 *квт* НЗЛ

Корпус компрессора отлит из чугуна с повышенными механическими свойствами и имеет горизонтальный и вертикальный разъемы, которые облегчают обработку внутренней поверхности корпуса. На входе в первую ступень установлен входной направляющий аппарат, закручивающий воздух в сторону вращения ротора. Направляющие лопасти без бандажа, крепятся непосредственно к корпусу. Направляющий аппарат за последней ступенью состоит из двух рядов направляющих лопастей, поскольку он должен повернуть поток на большой угол. За направляющим аппаратом последней ступени расположен диффузор. Следует отметить, что диффузор слишком короткий, с резким поворотом потока, что отрицательно сказывается на его эффективности. Заодно с нижней половиной корпуса отлиты стулья подшипников. Жесткость стульев обеспечивается за счет их коробчатой формы и продольного внутреннего ребра.

Общий вид компрессора представлен на рис. 11.15. Крепление корпуса компрессора к стойкам *1* фундаментной рамы *2* осуществляется посредством четырех опорных лап *3*, прилитых к горизонтальному фланцу нижних половин корпуса. Лапы опираются не непосредственно на стойки фундаментной рамы, а на шпонки *4* и *5*, при помощи которых направляются тепловые расширения корпуса. Осевые шпонки *6* направляют осевые расширения корпуса, поперечные шпонки *5* — поперечные расширения передней части корпуса. Точка пересечения осей поперечных и осевых шпонок является мертвой точкой. Шпонки *4* опорные, позволяют как продольные, так и поперечные перемещения задних лап. Для возможности тепловых расширений болты *7* выполнены дистанционными. Вертикальные шпонки *8* обеспечивают соосность корпусов компрессора и турбины. Входной и выходной патрубки отлиты заодно с соответствующими частями нижней половины корпуса. Нижнее расположение патрубков очень удобно, так как при этом легко вынимается ротор компрессора. Однако, такое расположение патрубков применяется не всегда, поскольку требует высокого фундамента.

На рис. 11.16 показан компрессор среднего давления газотурбинной установки мощностью 12 000 *квт* Ленинградского металлического завода (ЛМЗ). Объемная подача компрессора 24,4 $м^3/сек$ при $n=3000$ *об/мин*; расчетное отношение давлений $\varepsilon_к=2{,}1$ достигается в 12 ступенях со степенью реактивности $\theta=1$. Установка выполнена на $n=3000$ *об/мин*, что вынудило ограничиться малыми окружными скоростями и привело к большому числу ступеней. Компрессор является уникальным по эффективности; его к. п. д. превышает 91%. В конструктивном отношении компрессор заметно отличается от компрессора НЗЛ. Корпус компрессора с постоянным внутренним диаметром $d_в=\mathrm{const}$, литой, имеет два вертикальных и горизонтальный разъемы. Специальные вставки в корпусе образуют за последней ступенью диффузор радиального типа, который представляет значитель-

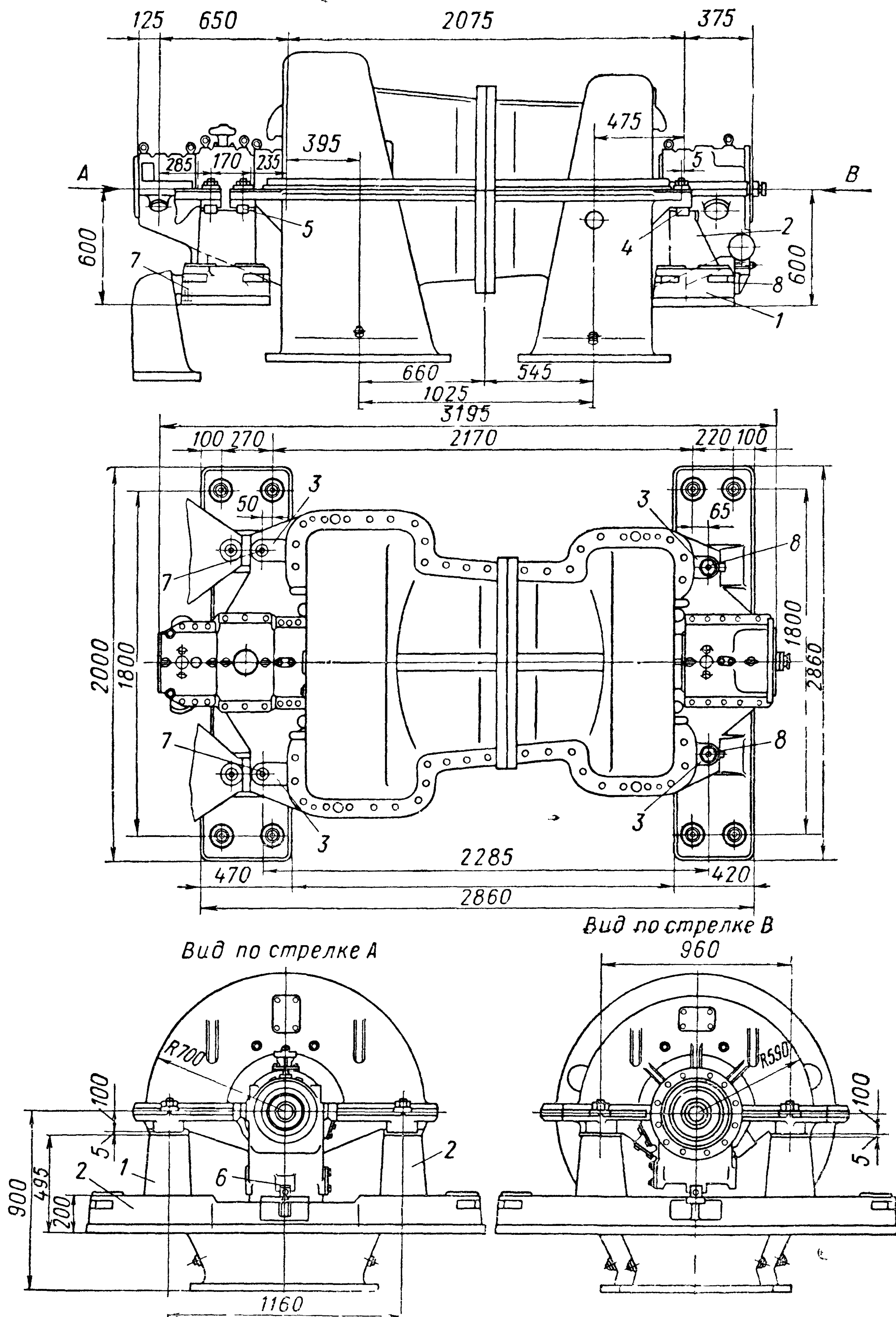


Рис. 11.15. Общий вид компрессора НЗЛ

ный интерес, так как позволяет заметно уменьшить осевой размер компрессора. Для уменьшения потерь в поворотном участке (перед диффузором) установлены две кольцевые направляющие лопасти. Эффективность диффузора, по опытным данным, весьма высокая. Направляющие лопасти набраны в специальные обоймы; каждая половина крепится в соответствующей половине корпуса (см. рис. 11.6). Такое крепление упрощает и удешевляет изготовление направляющих лопастей и, кроме того, позволяет применить бандаж. Ротор компрессора цельнокованый, что поз-

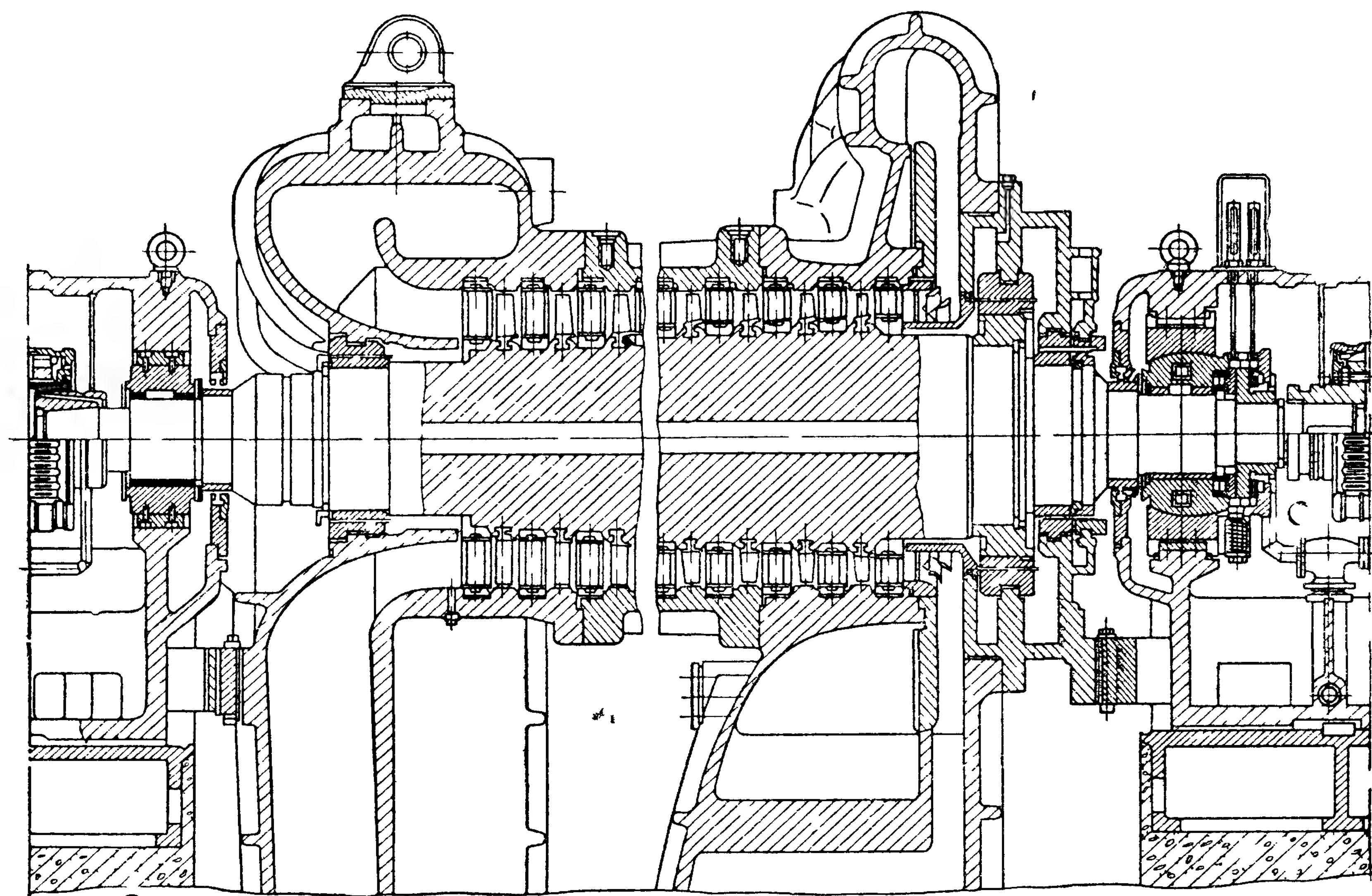


Рис 11.16 Осевой компрессор среднего давления газотурбинной установки мощностью 12 000 *квт* ЛМЗ

воляет применять большие окружные скорости (в рассматриваемом компрессоре эта возможность не реализована). Центральное сверление в роторе выполнено с целью контроля качества выполнения поковки. Рабочие лопасти в компрессорах с направляющим аппаратом типа ЛМЗ выполняются с бортиком, образующим вместе с бандажом направляющих лопастей плавные обводы проточной части компрессора.

На рис. 11.17 показан компрессор (доменная воздуходувка) швейцарской фирмы «Зульцер». Его подача 35 *м³/сек* при $n = 5680$ *об/мин*; отношение давлений $\varepsilon_к = 2{,}8$ при числе ступеней $Z_с = 10$. Корпус компрессора литой, патрубки отлиты заодно с нижней половиной. В копрус вставлена обойма, в которой крепятся направляющие лопасти; обработать такую обойму значительно легче, чем внутреннюю поверхность корпуса. Кроме того, во входном патрубке имеется специальная вставка, образующая

плавный конфузор перед первой ступенью, а в выходном патрубке вставки образуют диффузор. Применение вставок с чистовой обработкой поверхности позволяет увеличить эффективность диффузора.

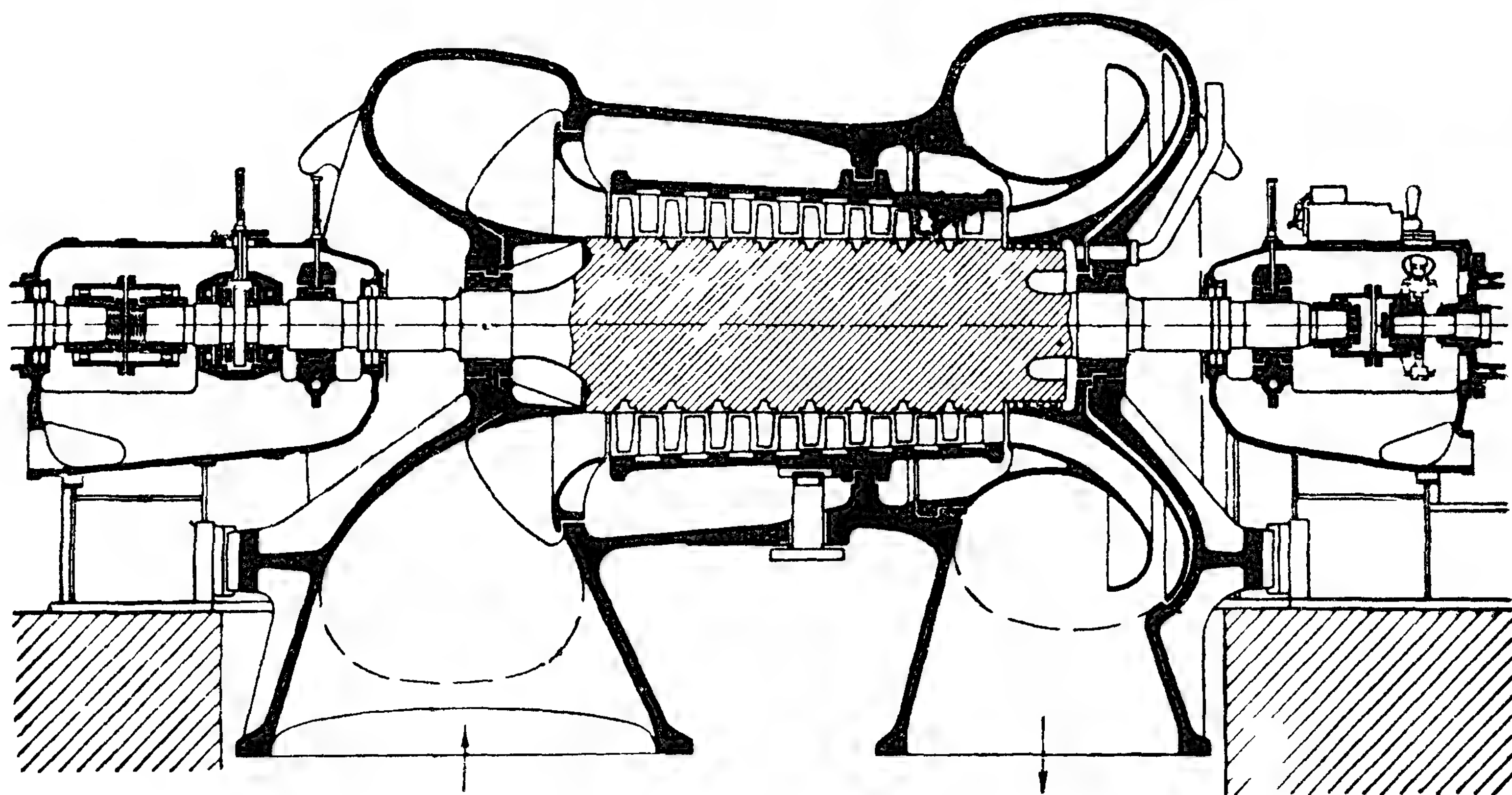


Рис 11 17 Компрессор фирмы «Зульцер» (Швейцария)

Теории, расчету и конструированию осевых компрессоров посвящены [14], [18], [42], [43], [44], [45], [46].

Глава двенадцатая

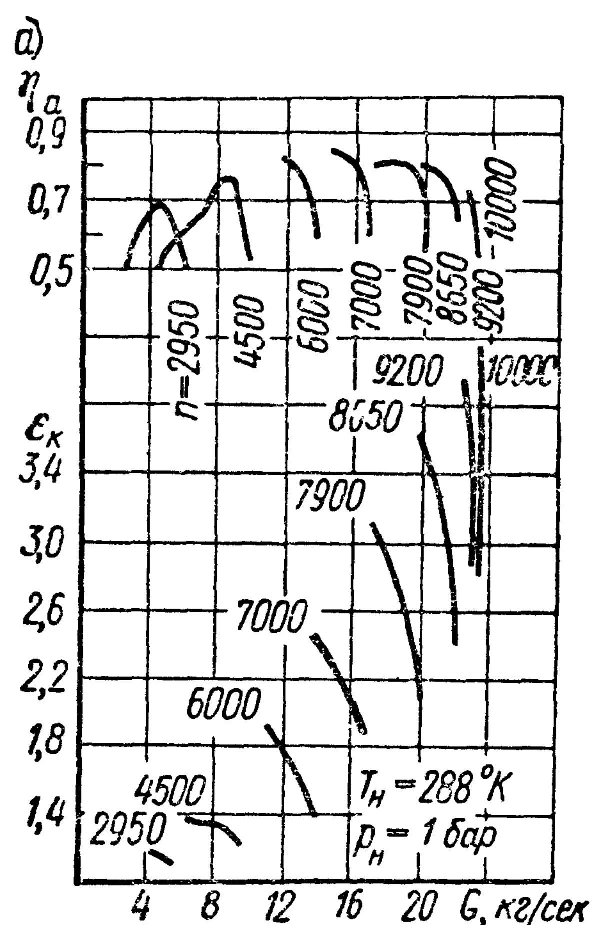
ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРОВ. МОДЕЛИРОВАНИЕ

§ 12.1. Основные особенности характеристик компрессоров

Характеристики компрессоров изображаются в виде зависимостей отношения давления в компрессоре $\varepsilon_к$ и его изоэнтропического к. п. д. от объемной или массовой подачи. Например, на рис. 12.1, *а* представлены зависимости $\varepsilon_к = f_1(G)$ и $\eta_a = f_2(G)$ при различных числах оборотов. Цифры на кривых указывают соответствующее число оборотов. На рис. 12.1, *б* сплошными линиями показаны кривые $\varepsilon_к = f(G)$ для разных чисел оборотов, а штриховыми линиями — линии равных к. п. д. Характеристики компрессоров похожи на характеристики вентиляторов и насосов, но имеют отличительные особенности, связанные с сжимаемостью рабочей среды.

Одной из важнейших особенностей характеристик компрессоров является *граница помпажа*. При сравнительно больших развиваемых давлениях, свойственных компрессорам, аккумулирующая способность сети оказывается значительной, и поэтому возникает явление помпажа. Каждому числу оборотов соответству-

ет определенное значение минимальной подачи, начиная с которой наблюдается помпаж. Совокупность таких точек при разных числах оборотов образует границу помпажа. Уже отмечалось, что работа компрессора в условиях помпажа недопустима, так как приводит к поломкам ротора (или рабочих лопастей в осевом компрессоре) и тяжелым авариям. Часто на характеристиках вместо границы помпажа указывают границу *устойчивой работы* (см. рис. 12.1, *б*), соответствующую предпомпажным режимам. Она несколько условна, определяется по началу колебаний давления или по вибрациям лопастей (граница пульсаций) и проходит близко к границе помпажа несколько правее, т. е. соответствует бо́льшим подачам.



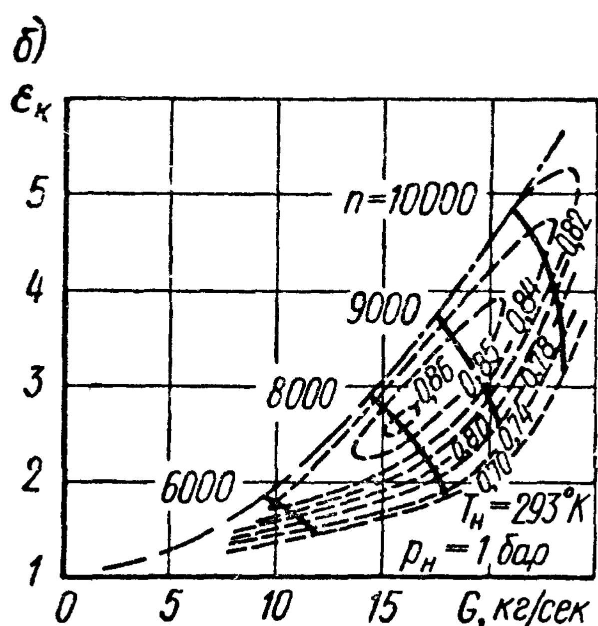


Рис 12 1 Характеристики осевых компрессоров турбореактивных двигателей

Второй важной особенностью характеристик компрессоров является их большая *крутизна,* которая объясняется двумя причинами. Во-первых, с увеличением числа M уменьшается диапазон углов атаки, обеспечивающих безотрывное (или почти безотрывное) обтекание профилей. При M_{max} характеристика становится вертикальной (например, характеристика компрессора при $n = 10\,000$ *об/мин* на рис. 12.1, *а*). Очевидно, что с увеличением числа оборотов число M возрастает, и поэтому крутизна характеристик увеличивается. Второй причиной увеличения крутизны характеристик является изменение плотности газа. Действительно, если в многоступенчатом насосе изменится подача, то все ступени окажутся в одинаковых условиях работы; в частности, углы атаки рабочих колес будут одинаковыми (если ступени одинаковы). Иначе обстоит дело в многоступенчатом компрессоре. При увеличении подачи, например, на 10% объемный расход первой ступени вырастет также на 10%, а объемный расход второй ступени увеличится больше (например, на 13%) вследствие уменьшения давления и, соответственно, плотности газа перед второй ступенью. Другими словами, изменение режима работы первой ступени вызывает более резкое и в ту же сторону изменение режима работы последующих ступеней. На рис. 12.2 показано сложение характеристик двух

последовательно расположенных ступеней компрессора. Пусть кривая *1* изображает характеристику ступеней (обе ступени имеют одинаковые характеристики). Точка A_1 определяет расчетный режим работы обеих ступеней. При увеличении подачи до V_1 режим работы первой ступени перейдет в точку B_1. Вследствие уменьшения отношения давления ε_1 (первой ступени) плотность газа перед второй ступенью упадет, поэтому объемная подача второй ступени V_2 будет больше, чем подача первой. Режим работы второй ступени перейдет в точку C_1. На суммарной характеристике двух ступеней режим работы будет характеризоваться точкой B_2, соответствующей подаче V_1 и общему отношению давлений $\varepsilon=\varepsilon_1\varepsilon_2$. Легко убедиться, что возможный диапазон расходов от границы помпажа до точки $\varepsilon=1$ оказывается меньше для двухступенчатой машины, чем одноступенчатой. С увеличением числа ступеней возможный диапазон работы сокращается.

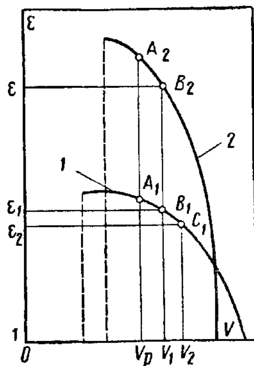


Рис 12 2 Сложение характеристик ступеней компрессора

Итак, чем больше ступеней в компрессоре и чем больше давление, развиваемое каждой ступенью, тем круче характеристики компрессора.

Принципиальной особенностью характеристик компрессора является их зависимость от начальной температуры газа $T_н$ и физических свойств газа. Эта особенность четко обнаруживается при анализе безразмерных характеристик компрессоров (§ 12.2), однако уже сейчас на нее уместно обратить внимание.

Изменение начального давления газа при больших числах Re сказывается исключительно вследствие изменения плотности. Напор насоса остается неизменным, а развиваемое давление и потребляемая мощность изменяются пропорционально плотности жидкости.

Изменение начальной температуры или физических свойств газа также вызывает изменение плотности газа и соответствующее изменение подачи и давления. Однако этим влияние $T_н$ и физических свойств газа не органичивается. Изменение числа M (вследствие, например, увеличения температуры $T_н$) приводит к изменению характеристик даже при условии сохранения числа оборотов и плотности газа на входе в машину.

Число M и показатель изоэнтропы являются критериями подобия течений, и их изменение влечет изменение характеристик компрессора. Поэтому на характеристиках компрессора обязательно должны быть указаны начальные параметры газа $p_н$ и $T_н$, чтобы этими характеристиками можно было пользоваться.

§ 12.2. Безразмерные и приведенные характеристики

Безразмерные характеристики. При изучении безразмерных характеристик насосов и вентиляторов было установлено, что в области автомодельности по числу Re характеристики машин однопараметрические. В качестве определяющего параметра был выбран коэффициент подачи $\overline{V}$ или φ:

$$\overline{V}=\frac{4V}{\pi d_2^2 u_2},$$

$\varphi=c_{1r}/u_2$ — для центробежной ступени; $\varphi=c_{1a}/u_в$ — для осевой ступени.

Безразмерные характеристики компрессоров при работе на данном газе — двухпараметрические. Вторым независимым параметром (критерием подобия) является *число* M, что следует из общей теории подобия в аэродинамике.

Число M можно подсчитывать по относительной, абсолютной или окружной скорости:

$$M_c=c_{1a}/a_1;\quad M_w=w_1/a_1;\quad M_u=u_2/a_1.$$

Выбор характерной скорости при определении числа M не играет роли, поскольку рассматриваются геометрически подобные ступени, у которых треугольники скоростей также подобны.

Практически удобно использовать «приведенную окружную скорость» $u_{пр}$, пропорциональную числу $M_u=u_2/a_1$:

$$u_{пр}=u_2 a_{пр}/a_1=M_u a_{пр},$$

где $a_{пр}$ — приведенная скорость звука:

$$a_{пр}=\sqrt{k z_{пр} R_{пр} T_{пр}};$$

$z_{пр}$, $R_{пр}$ и $T_{пр}$ — соответственно приведенные коэффициенты сжимаемости, газовая постоянная и температура, выбираемые произвольно; обычно $z_{пр}=1$; $R_{пр}=287$ *дж/кг·град* (воздух); $T_{пр}=293°$ K.

Приведенной окружной скоростью удобно пользоваться, потому что это величина размерная и мало отличается от действительной окружной скорости; если $T_н=T_{пр}$, то $u_{пр}=u_2$.

После подстановки выражений для скорости звука получаем рабочую формулу для определения $u_{пр}$:

$$u_{пр}=u_2\sqrt{\frac{z_{пр}R_{пр}T_{пр}}{zRT}}. \qquad (12.1)$$

Итак, приведенная окружная скорость пропорциональна числу M_u и может использоваться вместо него как определяющий параметр.

Из других безразмерных характеристик в первую очередь следует отметить отношение давлений ε и к. п. д. Однако, кроме них, иногда удобно использовать еще два безразмерных параметра, определяющих напор ступени или компрессора. Чтобы получить их, запишем уравнения Эйлера (например, применительно к ступени осевого компрессора) и Бернулли:

$$\frac{H_{\text{т}}}{u^2} = \frac{c_{1a}}{u} \operatorname{ctg} \beta_1 - \frac{c_{2a}}{u} \operatorname{ctg} \beta_2;$$

$$\frac{H_a}{zRT_{\text{н}}} = \frac{k}{k-1}\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) + \frac{c_{\text{к}}^2 - c_{\text{н}}^2}{2zRT_{\text{н}}}. \qquad (12.2)$$

Из уравнений получаем два безразмерных параметра:

$\psi_{\text{т}} = H_{\text{т}}/u_2^2$ — теоретический коэффициент напора, который, как очевидно, характеризует величину потребляемой ступенью работы; $\psi_a = H_a/u_2^2$ — коэффициент изоэнтропического напора.

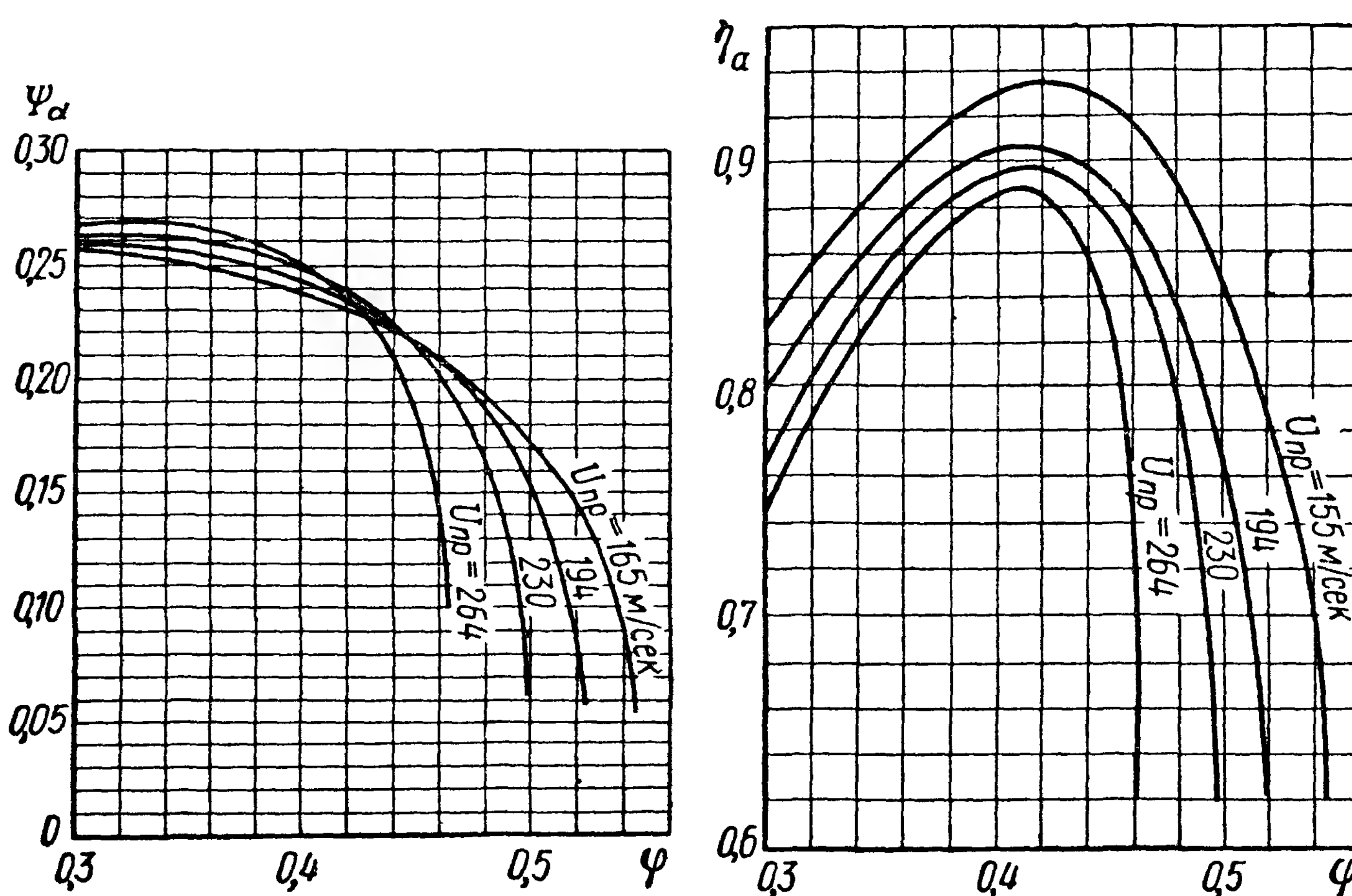


Рис. 12.3. Характеристики ступени осевого компрессора со степенью реактивности $\theta = 1$

При очень малых числах M коэффициент изоэнтропического напора совпадает с коэффициентом напора $\overline{H}$ насосов. Между ψ_a и $\psi_{\text{т}}$ существует очевидная зависимость

$$\psi_a = \psi_{\text{т}} \eta_a.$$

Параметр $H_a/zRT_{\text{н}}$ самостоятельного значения не имеет; он используется в приведенных характеристиках.

Характеристики ступеней компрессора обычно представляют в виде графиков зависимостей $\psi_a = f_1(\varphi, u_{\text{пр}})$; $\eta_a = f_2(\varphi, u_{\text{пр}})$. Подобные характеристики ступени осевого компрессора со степенью реактивности $\theta = 1$, разработанной в ЦКТИ, представлены на

рис. 12.3. Характерно, что с увеличением $u_{пр}$ (число M) кривые коэффициента изоэнтропического напора и к. п. д. проходят круче; максимальное значение к. п. д. снижается.

Влияние показателя изоэнтропы. До сих пор рассматривались характеристики подобных машин, испытанных на одном рабочем теле. Переход к другому рабочему телу сопровождается изменением безразмерных характеристик даже в области автомодельности по числу Re. Изменение физических свойств газа сказывается на величине R и k. Влияние газовой постоянной R автоматически учитывается безразмерными характеристиками. Показатель изоэнтропы k является самостоятельным критерием подобия наряду с числом M. Влияние показателя изоэнтропы на характеристики легко усматривается из анализа уравнения Бернулли в форме (12.2). Очевидно, что данной величине параметра $H_a/zRT_н$ при различных значениях показателя изоэнтропы соответствуют различные значения отношения давления ε. Поэтому безразмерные характеристики одного и того же компрессора, полученные при испытаниях на различных газах, отличаются.

Однако с уменьшением отношения давления в ступени компрессора влияние показателя изоэнтропы на характеристики снижается и при отношениях $\varepsilon=1{,}1\div1{,}2$ становится незначительным. Это подтверждается (по крайней мере, отчасти) анализом зависимости (12.2). Действительно, увеличение k вызывает увеличение множителя у первого слагаемого правой части $\left(\frac{k}{k-1}\right)$. Но одновременно уменьшается показатель степени $\left(\frac{k-1}{k}\right)$; при малых отношениях давлений выражение $\frac{k}{k-1}\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}-1\right)$ почти не зависит от k. В этом нетрудно убедиться, приняв $\varepsilon=1+\Delta$, положив $\Delta\ll1$. После разложения в ряд получаем, сохраняя первые три члена,

$$\frac{k}{k-1}\left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}-1\right)=\frac{k}{k-1}\left[(1+\Delta)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]\approx\Delta\left(1-\frac{\Delta}{2k}\right).$$

Если, например, показателю изоэнтропы $k=1{,}4$ соответствует $\Delta=0{,}2$ $(\varepsilon=1{,}2)$, то показателю изоэнтропы $k=1{,}1$ (при неизменной величине параметра $\left.\frac{H_a}{zRT_н}\right)$ — $\Delta'=0{,}207$ или $\varepsilon'=1{,}207$. Слабая зависимость характеристик ступеней компрессоров (и решеток) от показателя изоэнтропы при условии $\varepsilon<1{,}2$ позволяет использовать безразмерные характеристики ступени (или решетки), полученные при испытаниях на воздухе, для расчета компрессора при работе его на газе с показателем изоэнтропы $k\neq1.4$. Разумеется, это справедливо только при условии, что числа M заметно меньше критических.

Приведенные характеристики. Безразмерные характеристики удобны при анализе работы ступени компрессора, а также при расчете компрессора методом частичного моделирования.

Характеристики компрессоров более удобно изображать в приведенных координатах, т. е. используя так называемые приведенные характеристики. С одной приведенной характеристикой мы уже встречались — это приведенная окружная скорость. Все приведенные характеристики пропорциональны соответствующим безразмерным характеристикам и поэтому могут играть такую же роль, как и безразмерные характеристики. Так, важное свойство приведенных характеристик (как и безразмерных) — независимость их от начальных параметров газа. Но приведенные характеристики, в отличие от безразмерных, являются размерными величинами, близкими по величине к обычным характеристикам; именно поэтому они удобны в практике инженерных расчетов.

Наряду с приведенной окружной скоростью $u_{пр}$ используют приведенное число оборотов $n_{пр}$.

Поскольку

$$u=\frac{\pi d n}{60};\quad u_{пр}=\frac{\pi d n_{пр}}{60}\quad \text{и}\quad u_{пр}=u\sqrt{\frac{z_{пр}R_{пр}T_{пр}}{zRT_{н}}},$$

то

$$n_{пр}=n\sqrt{\frac{z_{пр}R_{пр}T_{пр}}{zRT_{н}}}. \qquad (12.3)$$

Очевидно, параметр $n_{пр}$ пропорционален числу M (как и $u_{пр}$) и поэтому может применяться наряду с $u_{пр}$ или вместо $u_{пр}$.

Для определения приведенной подачи $V_{пр}$ воспользуемся числом $M_{с}=\frac{c_{н}}{a_{н}}$, умножив его на постоянный для данной машины коэффициент, равный произведению площади проходного сечения во входном патрубке $f_{н}$ на приведенную скорость звука $a_{пр}$:

$$M_{с}f_{н}a_{пр}=c_{н}f_{н}\frac{a_{пр}}{a_{н}}.$$

Учитывая, что $c_{н}f_{н}=V$, и вспоминая выражения для скорости звука, получаем

$$M_{с}f_{н}a_{пр}=V\sqrt{\frac{z_{пр}R_{пр}T_{пр}}{zRT_{н}}}.$$

Это выражение называют приведенной подачей:

$$V_{пр}=V\sqrt{\frac{z_{пр}R_{пр}T_{пр}}{zRT_{н}}}. \qquad (12.4)$$

Приведенная плотность газа (на входе в компрессор) определяется очевидным выражением

$$\rho_{пр}=\frac{p_{пр}}{z_{пр}R_{пр}T_{пр}}.$$

Приведенная массовая подача

$$G_{пр}=\rho_{пр}V_{пр},$$

или

$$G_{пр}=G\frac{p_{пр}}{p_{н}}\sqrt{\frac{zRT_{н}}{z_{пр}R_{пр}T_{пр}}}. \qquad (12.5)$$

Приведенный напор получается из безразмерного комплекса $\frac{H_a}{zRT_н}$ или $\frac{H_т}{zRT_н}$:

$$H_{a\,пр}=H_a\frac{z_{пр}R_{пр}T_{пр}}{zRT_{н}}; \quad H_{т\,пр}=H_т\frac{z_{пр}R_{пр}T_{пр}}{zRT_{н}}.$$

Приведенная мощность

$$N_{пр}=\frac{G_{пр}H_{a\,пр}}{1000\eta_a}.$$

А так как

$$N=\frac{GH_a}{1000\eta_a},$$

то

$$N_{пр}=N\frac{p_{пр}}{p_{н}}\sqrt{\frac{z_{пр}R_{пр}T_{пр}}{zRT_{н}}}. \qquad (12.6)$$

Физический смысл приведенных характеристик легко обнаруживается, если принять $zR=z_{пр}R_{пр}$ и $T_н=T_{пр}$: в этом случае приведенные характеристики совпадают с обычными размерными характеристиками ($V_{пр}=V$; $u_{пр}=u$ и т. д.). Размерные, безразмерные и приведенные характеристики изображаются одинаково и при соответствующем выборе масштабов совпадают.

Подчеркнем еще раз, что основное преимущество приведенных характеристик, по сравнению с обычными размерными, заключается в том, что приведенные характеристики не зависят от начальных параметров газа. Важно также отметить, что использование приведенных характеристик возможно, строго говоря, только в области автомодельности по числу Re. Располагая приведенными характеристиками, легко рассчитать обычные характеристики для любых заданных начальных параметров газа. И наоборот: по индивидуальным характеристикам, полученным при

различных числах оборотов, можно рассчитать приведенные характеристики компрессора. Приведенные характеристики справедливы только для данного компрессора, но легко могут быть пересчитаны для любого геометрически подобного данному компрессора, если режимы работы их находятся в области автомодельности.

Зависимость приведенных характеристик $V_{пр}$, $G_{пр}$ и $N_{пр}$ от размеров машин определяется тем, что при их получении соответствующие безразмерные характеристики умножались на площадь проходного сечения $f_н$. Очевидно, характеристики геометрически подобных машин должны пересчитываться так, чтобы режимы работы были подобны, т. е. при одинаковых значениях числа М и отношения давлений. Поэтому сразу можно записать:

$$u'_{пр}=u_{пр};\quad n'_{пр}=n_{пр}1/m;\quad \varepsilon'=\varepsilon;$$
$$H'_{a пр}=H_a;\quad \eta'_a=\eta_a. \tag{12.7}$$

Штрихом отмечены параметры работы компрессора, геометрически подобного данному, а $m=d'/d$ — масштаб.

Другие характеристики получаем из условия пропорциональности расхода газа площади проходного сечения, или, что то же самое, квадрату линейного размера:

$$G'_{пр}/G_{пр}=V'_{пр}/V_{пр}=N'_{пр}/N_{пр}=m^2. \tag{12.8}$$

Влияние числа Re на характеристики компрессора. Влияние числа Re на характеристики отдельной ступени компрессора аналогично влиянию Re на характеристики насосов и вентиляторов. В первом приближении оценить его можно по тем же формулам, которые были получены в § 5.2. Область применения их ограничивается $M<M_{кр}$. При больших дозвуковых скоростях сказывается совместное влияние чисел М и Re и количественно оценить влияние Re затруднительно (рис. 12.4). С увеличением числа М и уменьшением Re к. п. д. ступени снижается. Резкое снижение к. п. д. наблюдается, начиная с $Re\approx3\cdot10^5$. Заметное влияние числа М сказывается, начиная с $M>0{,}7$. Следует отметить, что в данном случае число М подсчитывалось по средней векторной скорости $\vec{w}=\frac{1}{2}(\vec{w}_1+\vec{w}_2)$; действительное число M_1, подсчитанное по относительной скорости w_1, несколько больше.

Влияние числа Re на характеристики многоступенчатого компрессора более резкое и более сложное, чем на характеристики отдельной ступени, так как при изменении характеристик ступени (вследствие изменения числа Re) изменяется объемная подача последующих ступеней и, соответственно, ее режим работы. Поэтому оценка влияния числа Re на характеристики многоступенчатого компрессора возможна только на основе поступенчатого расчета компрессора с использованием характеристик ступеней.

§ 12.3. Пересчет характеристик при изменении приведенного числа оборотов

В процессе эксплуатации компрессора начальная температура газов $T_н$ может изменяться в весьма широких пределах, что вызывает изменение характеристик компрессоров. Поэтому важно уметь по характеристике компрессора, полученной для данной температуры $T_н$, рассчитать характеристики для другой начальной температуры. В такой постановке задача не имеет и не может иметь строгого решения, поскольку изменение начальной

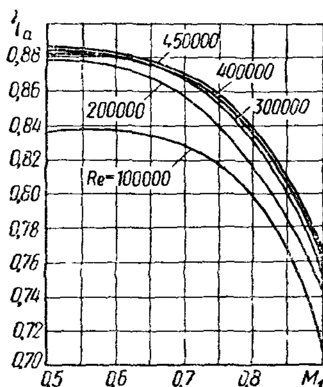


Рис 12.4 Влияние чисел M и Re на к. п. д ступени осевого компрессора (по данным фирмы «Вестингауз»)

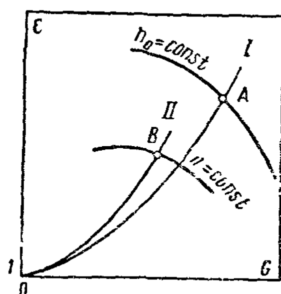


Рис 12.5 К пересчету характеристик компрессора при изменении числа оборотов

температуры вызывает изменение числа M, т. е. приведенной окружной скорости, что приводит к нарушению подобия треугольников скоростей. Однако приближенно решить задачу пересчета характеристик с удовлетворительной точностью можно [45], если заменить практически невыполнимое условие сохранения подобия треугольников скоростей во всех ступенях компрессора условием сохранения подобия треугольников скоростей в среднем характерном сечении. Таким образом, можно считать выполненным условие подобия треугольников скоростей «в среднем по компрессору».

Задачу будем решать в следующей постановке: известна характеристика компрессора при числе оборотов $n_{пр\,0}$; найти характеристику при числе оборотов $n_{пр}$. Приведенное число оборотов может изменяться как за счет изменения начальной температуры газа, так и вследствие изменения числа оборотов; при решении задачи это не имеет значения.

Рассмотрим совместную работу компрессора и сети при изменении числа оборотов (рис. 12.5). Пусть при числе оборотов $n_{\text{пр}0}$ режим работы компрессора определяется точкой A пересечения характеристик компрессора и сети I. При переходе к числу оборотов $n_{\text{пр}}$ выберем новую характеристику сети II так, чтобы режим работы перешел в точку B, выбранную из условия сохранения подобия треугольников скоростей в среднем характерном сечении (в многоступенчатом компрессоре — перед средней ступенью).

С помощью уравнения неразрывности нетрудно убедиться, что при изменении числа оборотов, но сохранении подобия треугольников скоростей в среднем сечении режимы работы первых и последних ступеней изменяются в противоположных направлениях. Например, при уменьшении числа оборотов углы атаки лопастей первых ступеней возрастают, а последних — уменьшаются. Соответственно этому напор первых ступеней увеличивается, а последних — уменьшается (по сравнению с напором средней ступени). Поэтому приближенно можно принять, что искажения треугольников скоростей первых и последних ступеней взаимно компенсируются, и вести пересчет характеристик таким же образом, как и при сохранении подобия треугольников скоростей.

Среднее характерное сечение целесообразно выбрать так, чтобы объемный расход воздуха в нем был средним между начальным и конечным объемными расходами:

$$V'_{\text{ср}}=\frac{1}{2}(V_{\text{н}}+V_{\text{к}}), \text{ или } V_{\text{ср}}^{-}=\sqrt{V_{\text{н}}V_{\text{к}}}.$$

В дальнейшем принято $V_{\text{ср}}^{-}=\sqrt{V_{\text{к}}V_{\text{н}}}$. Тогда

$$\rho_{\text{ср}}^{-}=\sqrt{\rho_{\text{н}}\rho_{\text{к}}}; \quad \varepsilon_{\text{ср}}^{-}=\sqrt{\varepsilon_{\text{к}}}, \tag{12.9}$$

т. е. среднее характерное сечение выбрано так, чтобы отношение давлений от входа в компрессор до среднего сечения равнялось отношению давлений от среднего сечения до выхода из компрессора. В этом случае данную методику можно использовать для пересчета характеристик не только многоступенчатых, но и одноступенчатых машин.

Условие сохранения подобия треугольников скоростей в среднем сечении записывается так:

$$V_{\text{ср}}^{-}/V_{\text{ср}0}=n/n_0 \text{ или } G/G_0=(n/n_0)(\rho_{\text{ср}}^{-}/\rho_{\text{ср}0}^{-}). \tag{12.10}$$

Чтобы (12.10) удобно было пользоваться, исключим отношение плотностей, воспользовавшись уравнениями политропы и состояния:

$$\frac{p}{p_1}=\left(\frac{T}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}\eta_{\text{п}}} \quad \text{и} \quad p=\rho zRT.$$

Тогда

$$\frac{\rho_{ср}}{\rho_{ср0}}=\frac{z_0 p_{ср}}{z p_{ср0}}\cdot\frac{T_{ср0}}{T_{ср}}=\frac{z_0 p_{н}}{z p_{н0}}\cdot\frac{T_{н0}}{T_{н}}\left(\frac{\varepsilon_{ср}}{\varepsilon_{ср0}}\right)^{1-\frac{k-1}{k\eta_{п}}},$$

или

$$\frac{\rho_{ср}}{\rho_{ср0}}=\frac{z_p}{z}\cdot\frac{p_{н}}{p_{н0}}\cdot\frac{T_{н0}}{T_{н}}\left(\frac{\varepsilon_{к}}{\varepsilon_{к0}}\right)^{\frac{1}{2}\left(1-\frac{k-1}{k\eta_{п}}\right)},$$

где $\varepsilon_{ср}=\sqrt{\varepsilon_{к}}$; $\varepsilon_{ср}=p_{ср}/p_{н}$; $\varepsilon_{к}=p_{к}/p_{н}$.

Подставляя найденное отношение плотностей в (12.10) и переходя к приведенным характеристикам, получаем

$$\frac{G_{пр}}{G_{пр0}}=\frac{n_{пр}}{n_{пр0}}\left(\frac{\varepsilon_{к}}{\varepsilon_{к0}}\right)^{\frac{1}{2}\left(1-\frac{k-1}{k\eta_{п}}\right)}. \qquad (12.11)$$

Итак, зависимость (12.11) выражает условие сохранения подобия треугольников скоростей в среднем характерном сечении. При малом отношении давлений она переходит в обычную формулу пересчета характеристик вентиляторов и насосов

$$G/G_0=n/n_0.$$

Для получения второго основного уравнения примем, что «в среднем по компрессору» сохраняется подобие треугольников скоростей, благодаря чему можно принять

$$H_{т}/H_{т0}=(n/n_0)^2 \text{ или } H_a/H_{a0}\approx(n/n_0)^2.$$

Если пренебречь изменением кинетической энергии в компрессоре, приняв $c_{к}\approx c_{н}$, то

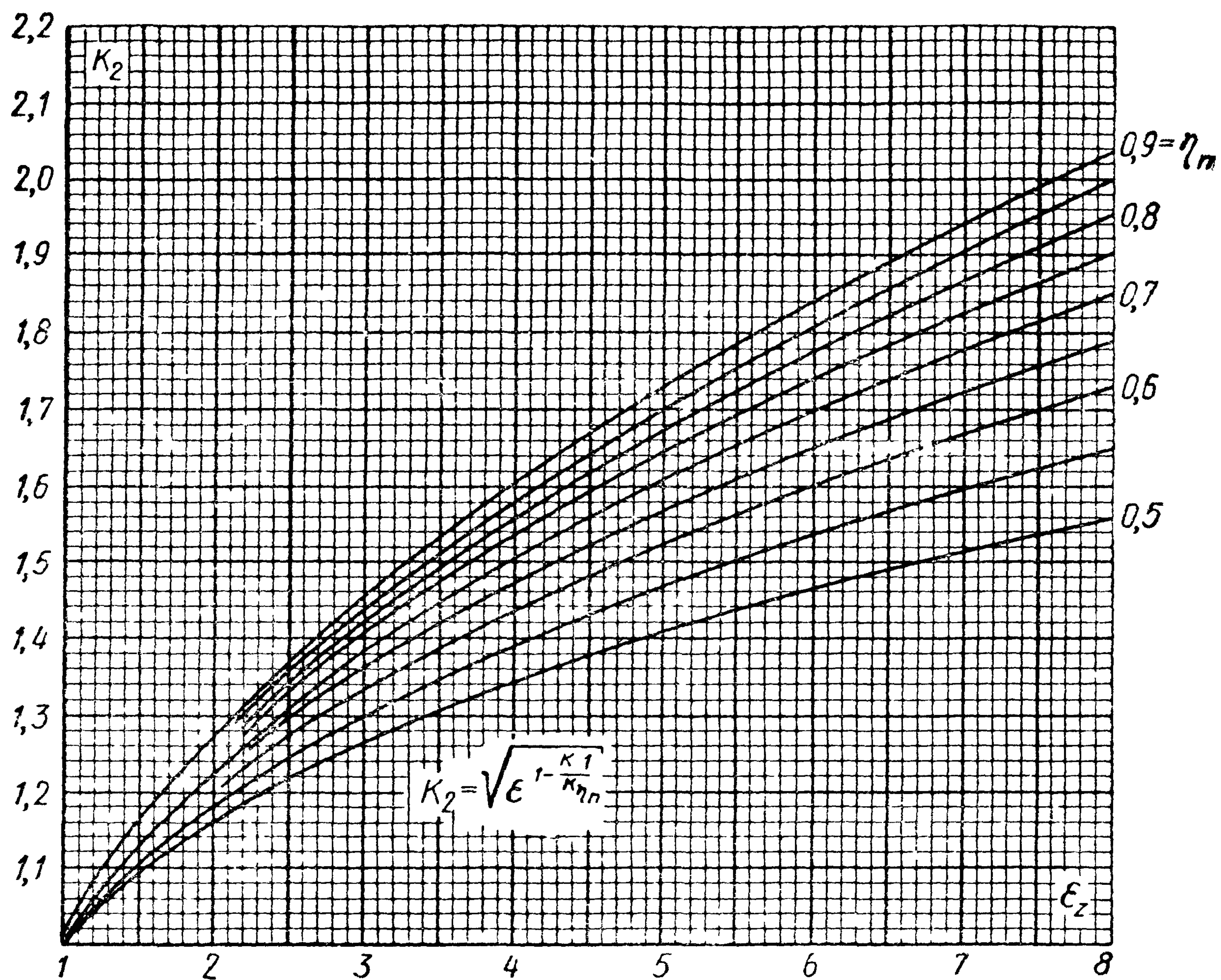
$$H_a=c_pT_{н}\left(\varepsilon_{к}^{\frac{k-1}{k}}-1\right)$$

и, следовательно,

$$\frac{T_{н}}{T_{н0}}=\frac{\varepsilon_{к}^{\frac{k-1}{k}}-1}{\varepsilon_{к0}^{\frac{k-1}{k}}-1}\approx\left(\frac{n}{n_0}\right)^2,$$

или

$$\frac{n_{пр}}{n_{пр0}}=\sqrt{\frac{\varepsilon_{к}^{\frac{k-1}{k}}-1}{\varepsilon_{к0}^{\frac{k-1}{k}}-1}}. \qquad (12.12)$$



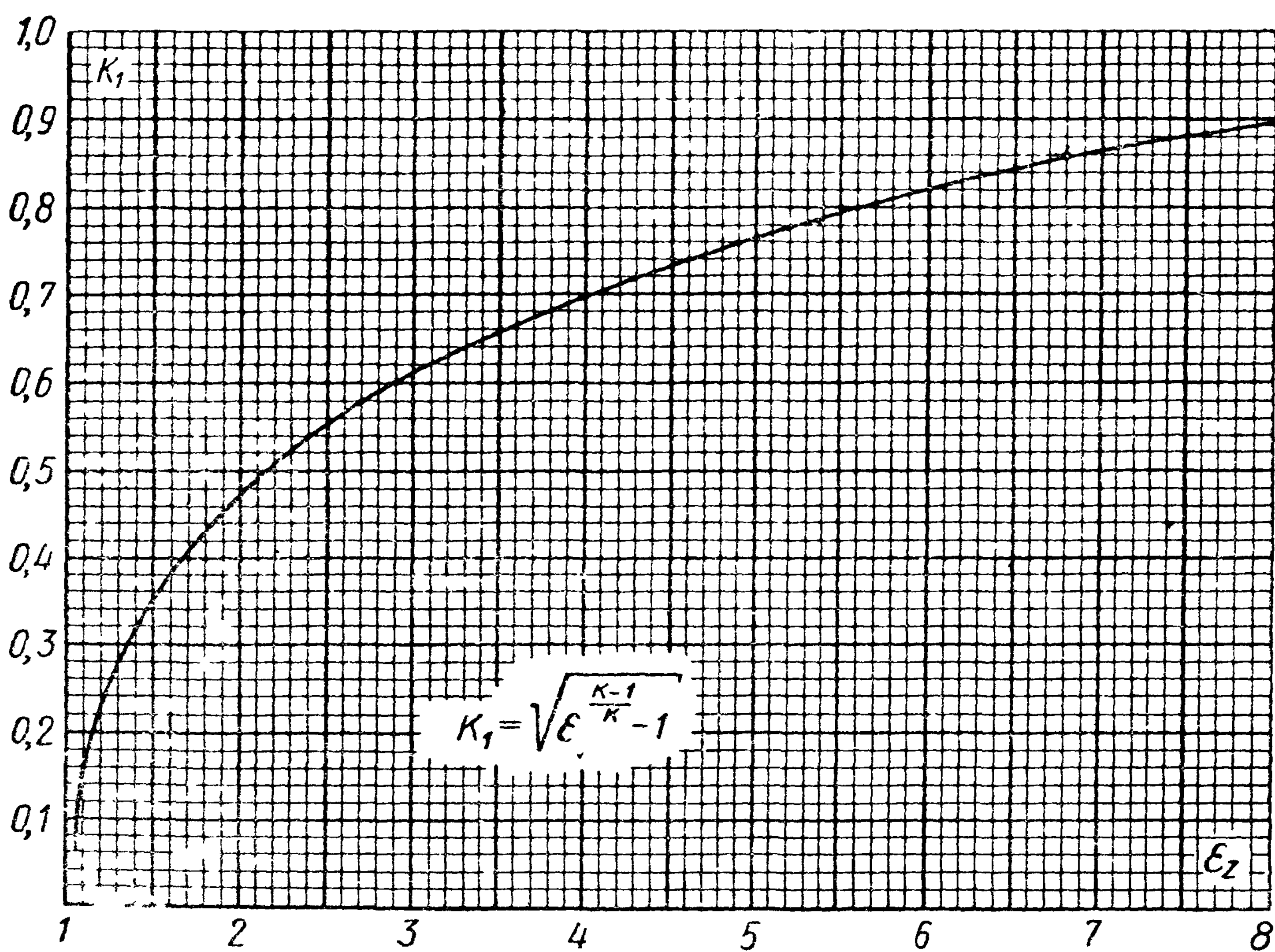


Рис. 12 6. Вспомогательные коэффициенты k_1 и k_2 для пересчета характеристик компрессора при $k=1,4$

Зависимости (12.11) и (12.12) решают поставленную задачу о пересчете характеристик компрессоров при изменении приведенного числа оборотов. Для удобства расчетов на рис. 12.6 даны вспомогательные графики зависимостей [15]:

$$k=\sqrt{\varepsilon_{к}^{\frac{k-1}{k}}-1};\quad k_2=\varepsilon_{к}^{\frac{1}{2}\left(1-\frac{k-1}{k\eta_{п}}\right)}\quad \text{для } k=1{,}4.$$

Принятые обозначения упрощают формулы:

$$\frac{n_{пр}}{n_{пр0}}=\frac{k_1}{k_{10}};\quad \frac{G_{пр}}{G_{пр0}}=\frac{n_{пр}}{n_{пр0}}\cdot\frac{k_2}{k_{20}},\qquad (12.13)$$

а графики упрощают вычисления.

Методика пересчета характеристик сводится к следующему. На характеристике компрессора $\varepsilon_{к\,0}=f(G_{пр\,0})$ при исходном приведенном числе оборотов $n_{пр\,0}$ выбирают несколько точек и находят параметры работы компрессоров в этих точках: $G_{пр\,0}$, $\varepsilon_{к\,0}$, $\eta_{a\,0}$. По изоэнтропическому к. п. д. $\eta_{a\,0}$, отношению давлений $\varepsilon_{к\,0}$ и рис. 9.4 находят политропический к. п. д. $\eta_{п}$. Далее на рис 12.6 для каждого $\varepsilon_{к\,0}$ определяют коэффициенты k_{10} и k_{20} и рассчитывают значения коэффициента k_1; согласно (12.13),

$$k_1^2=k_{10}n_{пр}/n_{пр0}.$$

Затем по k_1 и рис. 12.6 находят отношения давлений $\varepsilon_{к}$, соответствующие новому приведенному числу оборотов $n_{пр}$, а по $\varepsilon_{к}$, $\eta_{п}$ и рис. 12.6 определяют k_2. Теперь легко найти новые значения расхода:

$$G_{пр}=G_{пр0}\frac{n_{пр}}{n_{пр0}}\cdot\frac{k_2}{k_{20}}.$$

Построив полученные точки (в координатах $\varepsilon_{к}$—G) и соединив их плавной кривой, получают характеристику компрессора при новом значении $n_{пр}$.

Методика предполагает сохранение к. п. д. в соответствующих точках. В действительности сохранение к. п. д. наблюдается только при небольшом изменении приведенного числа оборотов.

§ 12.4. Пересчет характеристик при изменении физических свойств газа

Наиболее часто рабочим телом в компрессоре служит воздух. Однако, кроме воздушных компрессоров, находят применение (особенно за последние годы) различного рода газовые компресоры, подающие самые разнообразные по своим свойствам газы: кислород, водород, гелий, углекислый газ, природный газ и др. В связи с этим возникает необходимость в пересчете

характеристик компрессора при изменении физических констант газа (k, R, ν).

Необходимость пересчета характеристик возникает в основном в двух случаях:

а) после изготовления газового компрессора необходимо испытать его для установления соответствия расчетных и действительных параметров работы. Если на заводе-изготовителе отсутствует требуемый газ, то испытания проводят на воздухе. При этом приходится решать следующую задачу: какими должны быть параметры работы и число оборотов компрессора при работе на воздухе, чтобы при подаче газа он обеспечил расчетные параметры работы;

б) компрессор, предназначенный для работы на воздухе, предполагается использовать для работы на газе. Часто это связано с необходимостью переделки уплотнений компрессора, которые должны быть абсолютно герметичными, и даже с заменой материала ротора и корпуса, но без изменения проточной части компрессора. В этом случае необходимо по известным характеристикам компрессора при работе на воздухе построить характеристики для работы на газе.

При замене одного рабочего тела другим изменяются: газовая постоянная R, число Re (вследствие изменения коэффициента кинематической вязкости ν) число M (вследствие изменения скорости звука) и показатель изоэнтропы k. Изменение газовой постоянной R, как уже отмечалось, учитывается приведенными характеристиками. Влияние числа Re здесь не рассматривается; предполагается, что режимы работы компрессора находятся в в области автомодельности. Влияние числа M на характеристики при условии $M<M_{кр}$ невелико, если изменение числа M не сопровождается искажением треугольников скоростей, что и используется в приводимом ниже методе пересчета характеристик при изменении физических свойств газа [39]. Метод применим при условии $M<M_{кр}$ и основан на следующем предположении: если обеспечено подобие треугольников скоростей при переходе от одного газа к другому, то к. п. д. компрессора не изменяется [45], [36].

Задача решается в следующей постановке: известны характеристики компрессора при работе на газе с физическими константами R_0 и k_0; необходимо рассчитать характеристики при работе на газе с другими константами R и k.

Возможность выбрать две величины (например, расход газа и отношение давлений) позволяет обеспечить сохранение подобия треугольников скоростей в двух характерных сечениях компрессора (удобно выбрать сечения перед первой и за последней ступенями). Строго говоря, в средних ступенях подобие треугольников скоростей при этом не выполняется, однако искажение треугольников скоростей, как показано ниже, невелико.

Условие сохранения подобия треугольников скоростей на входе в первую ступень очевидно: $\varphi_1 = \varphi_{10}$ или

$$c_{1a}/u_{1b} = (c_{1a}/u_{1b})_0,$$

или

$$\frac{GzRT_1}{p_1 u_{1b}} = \frac{G_0 z_0 RT_{10}}{p_{10} u_{1b0}}.$$

Вспоминая выражения для приведенных характеристик, запишем

$$G_{\text{пр}} = G_{\text{пр}0} \frac{u_{\text{пр}}}{u_{\text{пр}0}}. \qquad (12.14)$$

Обычно приведенные характеристики относятся к параметрам газа перед компрессором ($p_{\text{н}}$, $T_{\text{н}}$). Здесь же целесообразно отнести характеристики к параметрам газа на входе в первую ступень (p_1, T_1):

$$G_{\text{пр}} = G \frac{p_{\text{пр}}}{p_1} \sqrt{\frac{zRT_1}{z_{\text{пр}} R_{\text{пр}} T_{\text{пр}}}}; \quad u_{\text{пр}} = u \sqrt{\frac{z_{\text{пр}} R_{\text{пр}} T_{\text{пр}}}{zRT_1}}.$$

Тогда зависимость (12.14) выражает условие сохранения подобия треугольников скоростей перед первой ступенью.

Условие сохранения подобия треугольников скоростей за последней ступенью требует сохранения отношения плотностей:

$$\rho_z/\rho_1 = (\rho_z/\rho_1)_0,$$

или

$$(p_z/p_1)^{1-\frac{k-1}{k\eta_{\text{п}}}} = (p_z/p_1)^{1-\frac{k_0-1}{k_0\eta_{\text{п}0}}},$$

или приближенно:

$$\varepsilon_{\text{к}}^{1-\frac{k-1}{k\eta_{\text{п}}}} \approx \varepsilon_{\text{к}0}^{1-\frac{k_0-1}{k_0\eta_{\text{п}0}}}. \qquad (12.15)$$

Для удобства расчетов зависимость (12.15) представлена в виде графика на рис. 12.7.

Третье уравнение получим из условия сохранения коэффициента напора, являющегося следствием условия сохранения подобия треугольников скоростей и к. п. д.: $\psi_a \approx \psi_{a0}$ или

$$H_a/u_{1\text{в}}^2 \approx (H_a/u_{1\text{в}}^2)_0,$$

или

$$\frac{u_{\text{пр}}}{u_{\text{пр}0}} \approx \sqrt{\frac{\frac{k}{k-1}\left(\varepsilon_{\text{к}}^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{\frac{k_0}{k_0-1}\left(\varepsilon_{\text{к}0}^{\frac{k_0-1}{k_0}} - 1\right)}}. \qquad (12.16)$$

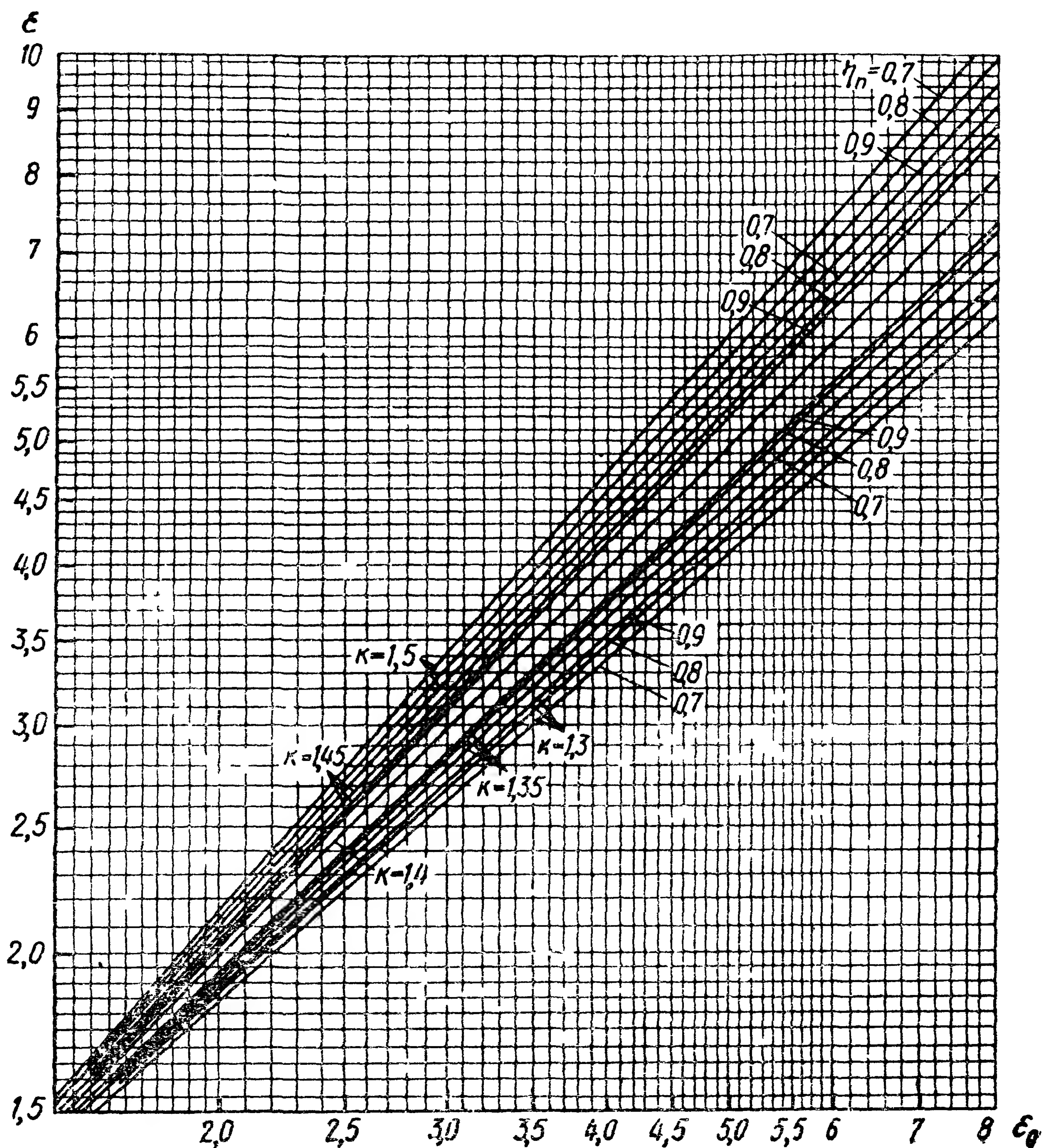


Рис 12.7. Зависимость между отношениями давлений ε и ε_0 при различных k, $k_0=1{,}4$ и $\eta_п=0{,}7$; 0,8; 0,9

Вместо полученной зависимости более удобно и более рационально воспользоваться простым приближенным уравнением

$$\frac{u_{р}}{u_{пр0}} \approx \sqrt{\frac{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}-1}{\varepsilon_0^{\frac{k-1}{k}}-1}} = \frac{k_1}{k_{10}}, \qquad (12.17)$$

полученным из (12.16) при условии $k \approx k_0$.

Детальный анализ показывает, что переход от (12 16) к (12.17) вызывает нарушение подобия треугольников скоростей в последней ступени, но лучше обеспечивается сохранение подо-

бия треугольников скоростей в средних ступенях (сечениях) компрессора; точность пересчета характеристик компрессора возрастает.

Полученные уравнения (12.14), (12.15), (12.17) решают поставленную задачу о пересчете характеристик компрессора при изменении физических свойств газа. Если при работе на газе с показателем изоэнтропы k_0 и числе оборотов $n_{пр\,0}$ компрессор обеспечивает отношение давления $\varepsilon_{к\,0}$ и подачу $G_{пр\,0}$, то при переходе к газу с показателем изоэнтропы k треугольники скоростей остаются подобными, а к. п. д. — неизменным при отношении давлений ε_k, определяемом по (12.15) или по графику (см. рис. 12.7). Приведенную окружную скорость и приведенную подачу следует изменить, согласно (12.16) и (12.14). Необходимо отметить, что полученные формулы совместно с изложенной ранее методикой пересчета характеристик при изменении числа оборотов позволяют рассчитать всю характеристику компрессора при работе на газе с показателем изоэнтропы k, если известна характеристика на газе с k_0. Для этого вначале для нескольких точек исходной характеристики компрессора нужно найти новые значения $G_{пр}$, $n_{пр}$ и $\varepsilon_к$, а затем, пользуясь методикой (см. § 12.4), привести все значения $G_{пр}$ и $\varepsilon_к$ к одному числу оборотов $n_{пр}'$. Разумеется, пересчет характеристик компрессора при изменении физических свойств газа производился в предположении сохранения к. п. д. компрессора ($\eta_п \approx \eta_{п0}$), поскольку сохранялось подобие треугольников скоростей.

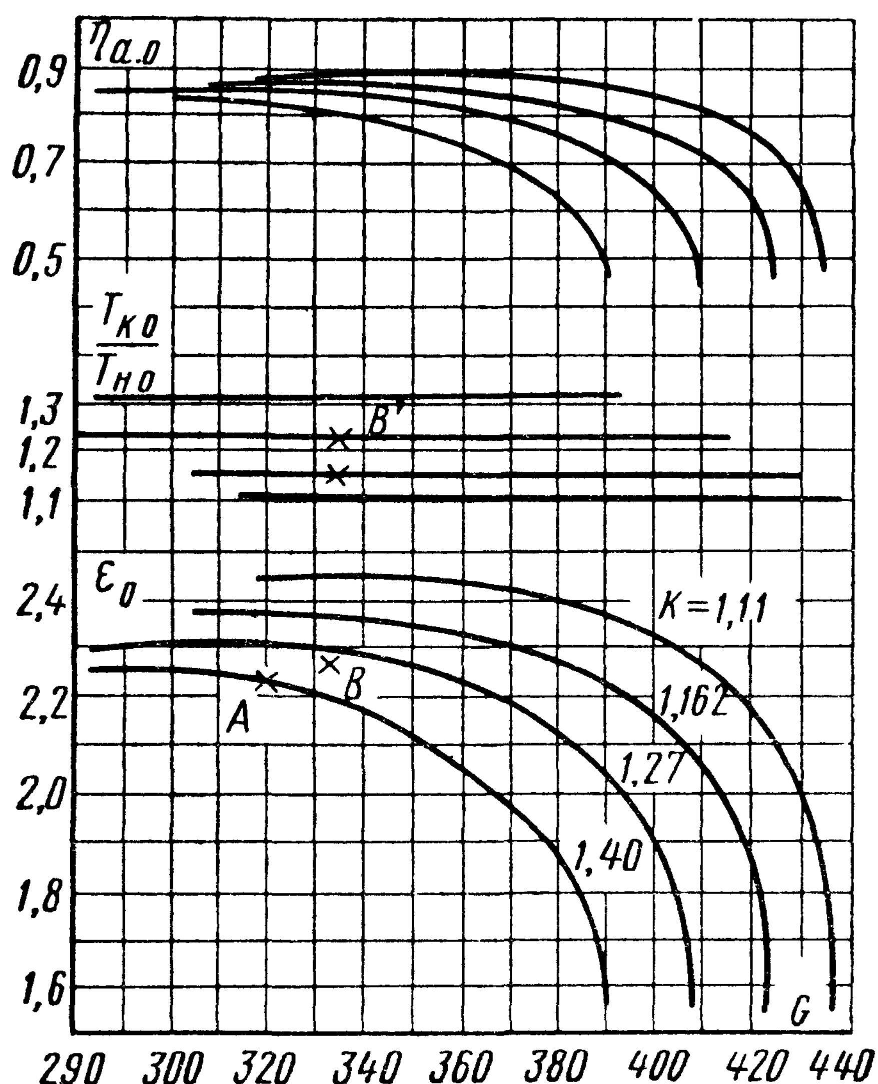


Рис. 12.8. Характеристики компрессора для различных рабочих тел

Опытные данные по влиянию физических свойств газа на характеристики компрессоров весьма ограничены. В качестве примера на рис. 12.8 приведены характеристики одноступенчатого центробежного компрессора с радиальными рабочими лопастями, полученные В. И. Гайгеровым [47] при испытании компрессора на воздухе ($k=1,4$), углекислом газе ($k=1,27$), фреоне-12 ($k=1,162$) и четыреххлористом углероде ($k=1,11$). Значения к. п. д., отношения давлений и отношения температур подсчитаны по параметрам торможения. Как следует из рис. 12.8,

максимальные значения к. п. д. при разных k отличаются не очень сильно. Например, при переходе от $k=1{,}4$ к $k=1{,}11$ к. п. д. увеличивается с 0,825 до 0,87, а при переходе к $k=1{,}27$ — до 0,84.

По рис. 12.8 можно судить о степени точности предложенной выше методики. Точка A взята на характеристике компрессора при $k=1{,}4$, а точки B и B' получены путем пересчета по предлагаемой методике для $k=1{,}27$ (при условии сохранения приведенного числа оборотов). Как видно, точки B и B' расположены довольно близко к соответствующим кривым.

Пример 12.1. Компрессор рассчитан для работы на газе с $k=1{,}3$ и $R=289$ *дж/кГ·град* на параметры: $\varepsilon_к=3{,}14$; $G_{пр}=94{,}5$ *кГ/сек*; $n=3000$ *об/мин* при к. п. д. $\eta_п=0{,}86$. Определить, при каком числе оборотов необходимо испытать компрессор на воздухе и какими при этом должны быть параметры компрессора.

По $\varepsilon_к=3{,}14$, $\eta_п=0{,}86$ и рис. 12.7 находим $\varepsilon_{к0}=3{,}5$, а по $\varepsilon_{к0}=3{,}14$, $\varepsilon_{к0}=3{,}5$ и рис. 12.6 — $k_1=0{,}622$ и $k_{10}=0{,}657$;

$$G_{пр0}=G_{пр}\frac{k_{10}}{k_1}=94{,}5\frac{0{,}657}{0{,}622}=100\ кг/сек.$$

Поскольку

$$n=n_{пр}\sqrt{\frac{zRT_н}{z_{пр}R_{пр}T_{пр}}}\quad и\quad n_{пр0}=n_{пр}\frac{k_{10}}{k_1},$$

то при условии $z=z_{пр}=1$

$$n_0=n\frac{k_{10}}{k_1}\sqrt{\frac{R_0T_{н0}}{RT_н}}=3000\frac{0{,}657}{0{,}622}\sqrt{\frac{287}{0{,}289}}=3160\ об/мин.$$

Примечание. Если двигатель не допускает изменения числа оборотов, то испытания можно провести на воздухе при расчетном $n=3000$ *об/мин*. Требуемые параметры работы компрессора на воздухе при $n=3000$ *об/мин* можно определить путем пересчета с числа оборотов n_0 на n по методике, изложенной в § 12.3. В рассматриваемом примере при $n=3000$ *об/мин* при работе на воздухе должно быть. $G_{пр}'=91{,}6$ *кг/сек* и отношение давлений $\varepsilon_к'=3{,}17$.

§ 12.5. Работа компрессора на сеть. Помпаж

Характеристика сети. Параметры работы компрессора, как и насоса, определяются точкой пересечения характеристики машины и сети. Под сетью компрессорных установок подразумевают совокупность всех устройств, через которые проходит газ, сжатый в компрессоре, и в которых происходит снижение давления. А поскольку соответствующие устройства могут быть весьма разнообразными (домна, воздушный молот, газовая турбина и т. п.), формы характеристик сети также весьма разнообразны.

Рассмотрим некоторые примеры характеристик сети.

Характеристику осевой газовой турбины приближенно можно

выразить известным уравнением Флюгеля-Стодола:

$$\frac{G}{G_0}=\sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}}\sqrt{\frac{p_1^2-p_2^2}{p_{10}^2-p_{20}^2}}.$$

Индекс «*0*» относится к параметрам на расчетном (или какой-либо фиксированном) режиме работы; индексы «*1*» и «*2*» относятся к параметрам соответственно на входе и выходе из турбины. В одновальной газотурбинной установке давление p_2 мало отличается от атмосферного ($p_2 \approx p_{20} \approx p_н$), а p_1 близко к давлению за компрессором. Если принять $p_1=\lambda_1 p_к$, то характеристика турбины примет простой вид:

$$\frac{G}{G_0}=\sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}}\sqrt{\frac{\lambda_1^2\varepsilon_к^2-1}{\lambda_{10}^2\varepsilon_{к0}^2-1}}, \qquad (12.18)$$

и ее легко можно совместить с характеристиками компрессора (рис. 12.9). Пусть при расчетных числе оборотов n_0 и начальной температуре газов T_{10} режим работы компрессора определяется точкой *A*. Увеличение начальной температуры газов до T_1 приводит к тому, что характеристика турбины становится более крутой и режим работы компрессора смещается в точку *B*, соответствующую меньшему расходу. Чрезмерное повышение температуры газов может привести к помпажу.

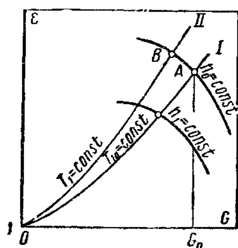


Рис. 12.9. Совместная работа компрессора и турбины одновальной газотурбинной установки

При постоянной температуре газов, но переменном числе оборотов компрессора режимы работы компрессора располагаются на кривой T_{10}=const (кривая *I* на рис. 12.9). Так, при числе оборотов n_1 режим работы перейдет в точку *C*. Важно отметить, что линия T_1=const проходит очень близко к линии постоянных значений к. п. д. Другими словами, сеть, характеристика которой выражается уравнением (12.18), аналогична сети с параболической характеристикой, рассмотренной при работе насосов и вентиляторов.

Близкой к линии T_1=const оказывается и характеристика *магистрального газопровода*. Действительно, поскольку, согласно формуле ВНИИГАЗ,

$$p_1^2-p_2^2=\frac{C}{d^{4,815}}l\Delta TzV_н^{1,815},$$

то

$$\frac{G}{G_0}=\left(\frac{T}{T_0}\right)^{0,55}\left(\frac{p_1^2-p_2^2}{p_{10}^2-p_{20}^2}\right)^{0,55}, \qquad (12.19)$$

где Δ — отношение плотности газа к плотности воздуха; d — внутренний диаметр газопровода; l — длина участка газопровода; T — средняя температура газа в газопроводе; z — средний коэффициент сжимаемости; $V_{н}$ — расход газа через газопровод, $нм^3$/сутки: C — постоянная, зависит от выбора размерностей.

Помпаж. В § 6.3 были рассмотрены причины возникновения помпажа и дано определение границы помпажа для простейших частных случаев. В копрессорах это явление сопровождается характерным звуковым эффектом. Вдали от границы помпажа *при большой подаче компрессор издает резкий свистящий звук.* Частота звуковых колебаний в одноступенчатом компрессоре совпадает с частотой прохождения рабочих лопастей около неподвижных направляющих лопастей. По мере уменьшения подачи (при неизменном числе оборотов) вплоть до границы помпажа звук почти не изменяется. В некоторых случаях он становится глуше, что вызывается ростом пульсаций в потоке вследствие отрывного обтекания профилей. Подача, при которой внезапно появляются резкие периодические хлопки, сопровождающиеся обычно выбросом воздуха из компрессора во всасывающий патрубок, определяет границу помпажа. При дальнейшем уменьшении подачи (например, дросселлированием) сперва увеличивается частота хлопка, а затем появляются сплошной гул и вибрации. Резкое колебание подачи вызывает существенное увеличение динамической нагрузки на лопасти и диски машины, что при больших окружных скоростях приводит к поломкам, являющимся причиной тяжелой аварии. Поэтому работа компрессора в области помпажа недопустима даже кратковременно.

Детальные экспериментальные исследования, выполненные А. И. Прядиловым в ЦКТИ [48], позволили установить, что в области помпажа могут иметься одна, две или три зоны, различающиеся характером обтекания лопастных аппаратов в зависимости от того, какие лопасти и в какой части обтекаются с отрывом потока и шумовым эффектом. Границы и зоны помпажа легко обнаруживаются по разрывам характеристик. На характеристике ступени ЦКТИ со степенью реактивности $\theta=1$, полученной А. И. Прядиловым (рис. 12.10), например, разрывы располагаются так, что имеются две границы помпажа: при уменьшении и при увеличении расхода. Это явление крайне неприятно и с ним приходится считаться на практике. Мгновенно вывести компрессор из помпажа нельзя, для этого необходимо значительное уменьшение сопротивления сети.

Определение границы помпажа. Границу помпажа находят опытным путем. О приближении к ней судят по возросшим пульсациям давлений; до помпажа не доходят во избежание аварий.

Если известна граница помпажа при одном числе оборотов, то для осевых компрессоров можно построить всю границу помпажа с помощью графика (рис. 12.11), по оси абсцисс которого

отложено отношение подачи G, определяющей границу помпажа при отношении давлений ε, к подаче $G_{\varepsilon=3}$, соответствующей границе помпажа при $\varepsilon=3$; по оси ординат отложены отношения давлений ε. Кривые границ помпажа для различных осевых компрессоров ложатся тесным пучком. Осредненная кривая построена на рис. 12.11. При этом максимальное отклонение не превышает $\Delta\varepsilon=0{,}25$ для $\varepsilon>4$ и $\Delta\varepsilon=0{,}1\div0{,}15$ — для $\varepsilon<4$.

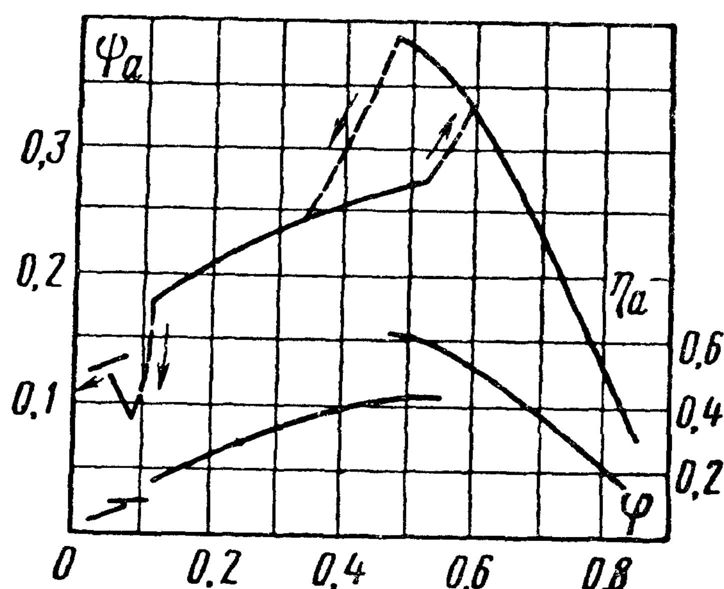


Рис. 12.10. Характеристика ступени осевого компрессора с $\theta=1$ (по испытаниям А. И. Прядилова)

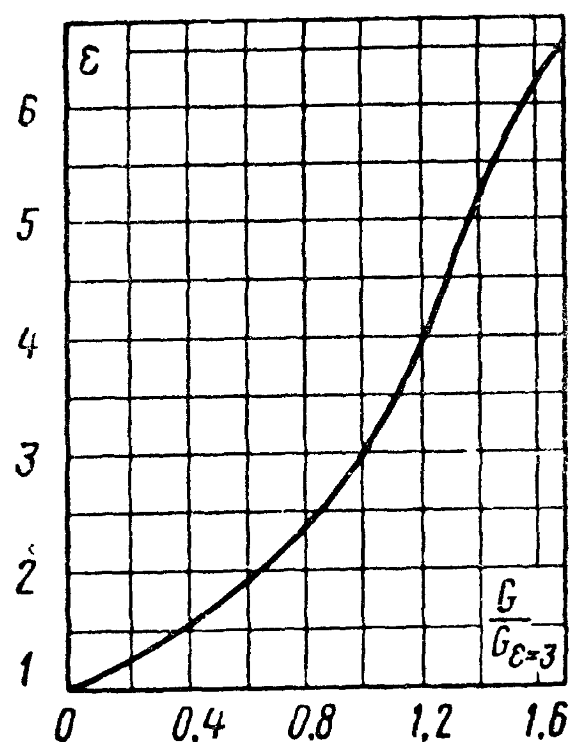


Рис. 12.11. График для определения границы помпажа осевых компрессоров

Чтобы воспользоваться рис. 12.11, достаточно знать одну точку на границе помпажа. Пусть эта точка характеризуется параметрами ε_0 и G_0. Тогда для определения ε и G, соответствующих границе помпажа, необходимо по $\varepsilon_0, \varepsilon$ и рис. 12.11 найти отношения $G_0/G_{\varepsilon=3}$ и $G/G_{\varepsilon=3}$. Соответствующая ε подача находится с помощью очевидной зависимости:

$$G=G_0\,\frac{G/G_{\varepsilon=3}}{G_0/G_{\varepsilon=3}}\,.$$

Так, если $\varepsilon_0=4$ и $G_0=50$ *кг/сек*, то, согласно рис. 12.11, $G_0/G_{\varepsilon=3}=1{,}21$. Для $\varepsilon=2$ по рис. 2 определяем $G/G_{\varepsilon=3}=0{,}65$ и

$$G=50\,\frac{0{,}65}{1{,}21}=26{,}8 \text{ кг/сек}.$$

Меры борьбы с помпажом разделяются на две группы. К первой группе относятся мероприятия, применяемые при проектировании компрессоров и направленные на увеличение области безотрывного обтекания профилей при увеличении углов атаки (уменьшения подачи), так как в ней обычно $\frac{d\varepsilon}{dG}<0$, поэтому характеристика компрессора устойчива.

Основными путями увеличения области безотрывного обтекания профилей являются следующие: уменьшение окружных скоростей (чисел М); применение профилей с большой относительной толщиной (при малых числах М) и большим радиусом округления входной кромки; специальный выбор формы средней линии профилей; уменьшение относительного шага. В центробежных компрессорах для увеличения области устойчивой работы необходимо принимать большие значения отношения c_{2r}/u_2 и большое число рабочих лопастей; безлопастные диффузоры обеспечивают бо́льший диапазон возможных режимов работы, чем лопастные диффузоры. В некоторых конструкциях возможен поворот направляющих лопастей, что также увеличивает область безотрывного обтекания профилей.

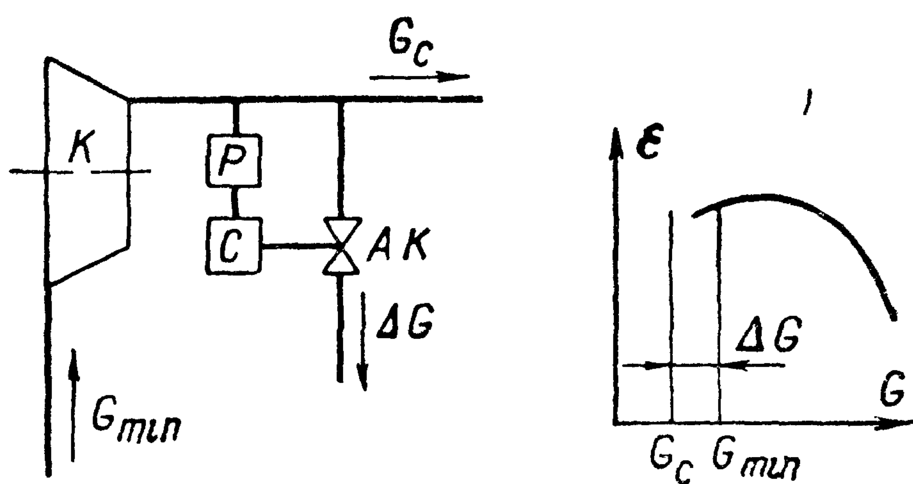


Рис. 12.12. Принципиальная схема антипомпажного устройства

Ко второй группе относятся мероприятия, применяемые в работающих установках с целью избежать помпаж при малой подаче. Наибольшее распространение получили антипомпажные устройства.

Принципиальная схема антипомпажного устройства представлена на рис. 12.12. К напорному (или всасывающему) трубопроводу компрессора подключен регулятор количества *Р*, который через сервомотор *С* воздействует на антипомпажный клапан *А. К.* Регулятор количества вступает в действие только при уменьшении подачи до минимально допустимой $G_{\min}$. Изменяя открытие антипомпажного клапана, сбрасывающего газ в атмосферу (или во всасывающую линию, если потеря газа нежелательна), регулятор обеспечивает постоянную подачу компрессора $G_{\min}$ при любом расходе газа через сеть $G_c < G_{\min}$. Газ в количестве $\Delta G = G_{\min} - G_c$ выбрасывается через антипомпажный клапан.

В некоторых компрессорах энергия выбрасываемого воздуха используется в специальных воздушных турбинах. К таким компрессорам относится, в частности, компрессор типа «Изотерм» (см. § 10.7).

Если компрессор работает с переменным числом оборотов, как, например, доменная воздуходувка, то каждому числу оборотов соответствует своя допустимая минимальная подача. В таких случаях, кроме регулятора количества, используют регулятор давления.

§ 12.6. Расчет компрессоров по методу подобия

В связи с тем что аэродинамический расчет компрессоров не достиг еще желаемой степени точности, моделирование в компрессоростроении играет такую же важную роль, как и в насосостроении. При моделировании компрессоров встречаются дополнительные трудности. Основная из них — необходимость моделирования при условии сохранения числа *M*. Это значит, что отношения давлений в модельном и натурном компрессорах должны быть равными (или близкими). А так как диапазон отношений давления в компрессоре, при котором к. п. д. сохраняется достаточно высоким, ограничен, то необходимо располагать моделями с различными отношениями давлений в области максимального к. п. д. Положение осложняется еще и тем, что чрезмерное уменьшение числа оборотов модельного компрессора, хотя и не сопровождается резкими снижениями к. п. д., но нежелательно. Действительно, лучше выбрать другой модельный компрессор с бо́льшими окружными скоростями, но зато с меньшим числом ступеней.

Расчет по методу подобия в области автомодельности по числу Re не вызывает затруднений, поскольку в этом случае можно принимать $\varepsilon=\varepsilon_м$ и $\eta_a=\eta_{aм}$.

Размеры и число оборотов компрессора на заданные параметры работы G и ε можно определить следующим образом. На характеристиках модели проводим линию $\varepsilon=\mathrm{const}$ и находим точки A и B (рис. 12.13, *а*), определяющие допустимое снижение к. п. д. (по сравнению с максимальной для данной модели величиной). Линия минимального допустимого к. п. д. обычно образует замкнутую кривую (на рис. 12.13 площадь, ограниченная этой линией, заштрихована). Любой из режимов работы модели на отрезке AB может обеспечить требуемые параметры работы компрессора, причем, согласно формулам пересчета приведенных характеристик подобных машин, масштаб моделирования $m=d/d_m$:

$$m=\sqrt{G_{пр}/G_{пр\ м}}. \qquad (12.20)$$

Кроме того,

$$n_{пр}=n_{пр\ м}/m, \text{ или } n_{пр}=n_{пр.м}\sqrt{G_{пр\ м}/G_{пр}}. \qquad (12.21)$$

Пользуясь (12.21), можно построить график зависимости $n_{пр}=n_{пр.м}\sqrt{G_{пр\ м}/G_{пр}}$, подобный изображенному на рис. 12.13, *б*. Он позволяет выбрать режим работы модельного компрессора, обеспечивающий приемлемое число оборотов натурной машины. Кроме числа оборотов, при выборе модельного режима работы необходимо учитывать особенности режимов работы компрессора в условиях эксплуатации. Например, если в условиях эксплуатации предполагается снижение подачи, то предпочтительнее мо-

дельные режимы работы в области точки *B*; в этом случае снижение подачи не будет вызывать резкого уменьшения к. п. д.

Не вся область высокого к. п. д. пригодна для моделирования. Очевидно, что рабочие режимы должны быть достаточно удалены от границы помпажа. Кроме того, как уже указывалось, нецелесообразно выбирать режимы с малыми окружными скоростями. Если учесть все эти обстоятельства, то область моделирования значительно сузится. Примерная область режимов моделирования показана на рис. 12.13 штриховой линией.

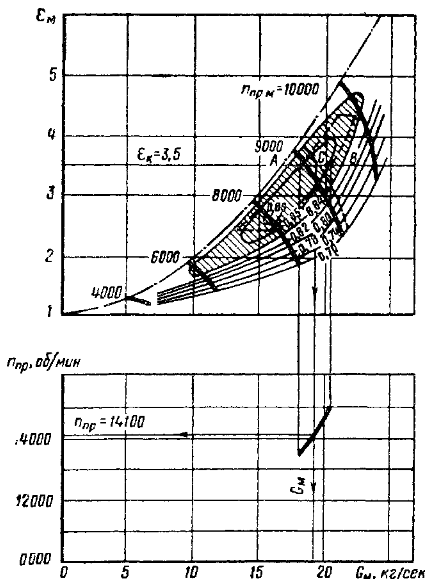


Рис. 12.13. К расчету компрессора по методу подобия

Приближенное моделирование при значительном изменении размеров и числа Re. Если масштаб моделирования *m* слишком велик или сильно изменяется число Re при работе модели (или натурной машины) вне области автомодельности, то это сказывается на изменении характеристик компрессора. В этом случае формулы пересчета приведенных характеристик при изменении размеров машины не справедливы. Но основная трудность при моделировании не в этом. Изменение к. п. д. ступени приводит к

изменению режима работы следующей ступени; изменение режима нарастает от ступени к ступени и в последних ступенях может составлять заметную величину. Особенно неприятно это в осевых компрессорах, имеющих крутые характеристики ступеней. Поскольку при моделировании желательно сохранить подобия треугольников скоростей во всех соответствующих сечениях модельной и натурной машин, попытаемся провести расчет натурной машины так, чтобы обеспечить это условие. Это можно достичь двумя путями: а) изменением числа оборотов (по сравнению с расчетной величиной); б) изменением площадей проходных сечений. Рассмотрим первый путь.

Задачу поставим следующим образом: известны размеры и характеристики модельного компрессора, требуется найти размеры и число оборотов компрессора, геометрически подобного модельному, на заданные параметры работы $p_н$, $T_н$, G и ε. В основу решения задачи положим требование сохранения подобия треугольников скоростей.

Расчет компрессора удобно производить в два этапа: в первом приближении определить размеры и число оборотов компрессора без учета изменения к. п. д. и отношения давлений, приняв $\varepsilon=\varepsilon_м$; во втором приближении, зная размеры натурной машины, оценить влияние числа Re, масштаба на к. п. д. и отношение давлений и провести уточненный расчет.

Расчет в первом приближении приведен выше. Влияние числа Re и масштаба на к. п. д. и коэффициент изоэнтропического напора ступеней компрессора учитывается так же, как и для насосов и вентиляторов (см. § 5.5). В результате расчета можно найти приращения $\Delta\eta_a/\eta_{aм}$ и $\Delta\psi_a/\psi_{aм}$, причем $\Delta\eta_a=\eta_a-\eta_{aм}$ и $\Delta\psi_a=\psi_a-\psi_{aм}$. Разумеется эти отношения существенно меньше единицы. Используем это далее для упрощений зависимостей. Вообще говоря, приращения $\Delta\eta_a/\eta_{aм}$ и $\Delta\psi_a/\psi_{aм}$ первых и последних ступеней могут различаться; ориентировочно можно ввести в расчет средние значения этих величин.

Изменение числа оборотов. Компенсировать искажения треугольников скоростей вследствие изменения отношения давлений можно соответствующим изменением числа оборотов.

Пусть в результате расчета по первому приближению найдены масштаб m' и число оборотов $n_{пр}'$. Если относительные приращения $\Delta\eta_a/\eta_{aм}>0$, $\Delta\psi_a/\psi_{aм}>0$, то при $n'_{пр}$ натурная машина будет развивать отношение давлений $\varepsilon'>\varepsilon_м$, что повлечет искажение треугольников скоростей.

Чтобы это избежать, нужно изменить число оборотов. Для определения нового числа оборотов и масштаба из уравнений

$$\frac{L_{aпр}}{L_{aпр.м}}=\left(\frac{u_{пр}}{u_{пр.м}}\right)^2\frac{\psi_a}{\psi_{aм}}=\left(\frac{u_{пр}}{u_{пр.м}}\right)^2\left(1+\frac{\Delta\psi_a}{\psi_{aм}}\right)=1;$$

$$\frac{G_{пр}}{G_{пр.м}}=\frac{u_{пр}}{u_{пр.м}}\left(\frac{d}{d_м}\right)^2$$

находим

$$m=\left(1+\frac{1}{4}\frac{\Delta\psi_a}{\Delta\psi_{a\text{м}}}\right)\sqrt{\frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{пр.м}}}}; \qquad (12.22)$$

$$n_{\text{пр}}=\frac{n_{\text{пр.м}}}{m}\left(1-\frac{1}{2}\frac{\Delta\psi_a}{\psi_{a\text{м}}}\right). \qquad (12.23)$$

Частичное моделирование. До сих пор рассматривалось моделирование компрессора в целом. Иногда в качестве модели используют часть компрессора, отбросив несколько первых или последних ступеней. В некоторых случаях, наоборот, к модельному компрессору добавляют одну или несколько ступеней. Такое «частичное моделирование» в ряде случаев более целесообразно, чем моделирование компрессора в целом, хотя и связано с дополнительными трудностями.

Расчет компрессора по характеристикам модельных ступеней. В заводской практике нашел применение также метод расчета компрессора по характеристикам модельных ступеней, сущность которого сводится к следующему. Изготовляется, испытывается и доводится до высокой степени аэродинамического совершенства ступень компрессора (модель). По данным испытаний модели строятся характеристики, аналогичные изображенным на рис. 12.3. Компрессор выполняют из ступеней, подобных модельной во всех элементах, исключая высоту лопастей: каждая последующая ступень получается из предыдущей путем уменьшения высоты лопастей. Пользуясь характеристиками и геометрическими размерами модели, можно не только определить размеры компрессора, но и построить его характеристики. Такой метод позволяет выполнить компрессор с любым числом ступеней, т. е. на любое необходимое отношение давлений, и обеспечить наиболее целесообразные геометрические размеры и окружные скорости. Особенно широко этот метод применяется при проектировании осевых компрессоров, что стало возможным благодаря систематическим исследованиям, выполненным в ЦКТИ под руководством А. П. Гофлина [18]. В ЦКТИ разработана серия ступеней осевых компрессоров с высоким к. п. д. и получены необходимые опытные данные, позволяющие уверенно рассчитывать компрессоры.

Пример 12.2. Определить основные размеры осевого компрессора на следующие условия работы: приведенный расход воздуха $G_{\text{пр}}=8$ *кг/сек*; отношение давлений $\varepsilon_{\text{к}}=3{,}5$.

В качестве модели выбрать компрессор, характеристики которого изображены на рис. 12.13.

Вначале производим расчет без учета изменения к. п. д. компрессора, полагая $\eta_a=\eta_{a\text{м}}$; $\varepsilon_{\text{к}}\approx\varepsilon_{\text{км}}$.

На характеристике модели проводим линию $\varepsilon_{\text{к}}=3{,}5$ и строим вспомогательный график зависимости приведенного числа оборотов $n_{\text{пр}}$ от приведенной подачи модельного компрессора $G_{\text{пр м}}$ (см. рис. 12.13, б):

$$n_{\text{пр}}=n_{\text{пр м}}\sqrt{G_{\text{пр м}}/G_{\text{пр}}}.$$

В рассматриваемом случае $G_{\text{пр м}}=8$ *кг/сек*, а значения $n_{\text{пр м}}$ и $G_{\text{пр м}}$ берутся по характеристике модели на линии $\varepsilon_к=3{,}5$ Согласно рис 12 13, компрессор можно выполнить с $n=13\,400 \div 15\,000$ *об/мин* Выбираем $n_{\text{пр}}=14\,000$ *об/мин*, соответствующее режиму работы модели в точке C, в которой $G_{\text{пр м}}=19$ *кг/сек*, $n_{\text{пр м}}=9130$ *об/мин*, и находим масштаб моделирования

$$m'=d/d_м=n_{\text{пр.м}}/n_{\text{пр}}=9130/14\,100=0{,}648.$$

Расчеты показывают, что режимы работы модели и натурной машины находятся в области автомодельности по числу Re Поэтому к. п д и коэффициент напора изменятся только вследствие масштабного эффекта Из (5 9) в случае осевого компрессора, пренебрегая влиянием числа R, получаем

$$\frac{1-\eta_a}{1-\eta_{a\,м}}=m^{-0{,}2}.$$

Следовательно,

$$\eta_a=1-(1-\eta_{a\,м})\,m^{-0{,}2}=1-0{,}15\cdot 0{,}648^{-0{,}2}=0{,}836;$$

$$\Delta\eta_a/\eta_{a\,м}=(\Delta\psi_a/\psi_{a\,м})_{ср}=\frac{0{,}836-0{,}850}{0{,}850}=-0{,}0165.$$

Столь незначительное снижение коэффициента изоэнтропического напора легко компенсировать соответствующим изменением числа оборотов Согласно (12 22) и (12.23),

$$m=\left[1+\frac{1}{4}(-0{,}0165)\right]\sqrt{8/19}=0{,}645;$$

$$n_{\text{пр}}=\frac{9130}{0{,}645}\left[1-\frac{1}{2}(-0{,}0165)\right]=14\,300 \text{ об/мин}.$$

§ 12.7. Задачи и основные способы регулирования компрессоров

Задачи регулирования. Основные задачи регулирования компрессоров определяются условиями установки, включающей компрессор как один из ее элементов. С этой точки зрения установки можно разделить на три группы.

К первой группе относятся установки, которые требуют газ постоянного давления. К ним относятся пневматический инструмент, пневматические двигатели, воздушные молоты, формовочные и другие машины. Задачей регулирования в этом случае является поддержание постоянного давления при переменной подаче. Подача же определяется потребителем (например, количеством включенных формовочных машин).

Вторую группу составляют установки, требующие постоянное количество воздуха, например домны, подача воздуха в которые должна быть постоянной при изменяющемся сопротивлении шихты. По условиям некоторых процессов в химическом производстве также требуется постоянный расход воздуха. Задачей регулирования здесь является поддержание постоянной подачи при изменяющемся конечном давлении воздуха.

К третьей группе принадлежат установки, требующие одновременного изменения давления и подачи. Характерным примером их могут служить газотурбинные установки. Способы регулирования таких установок рассматриваются в специальных курсах.

Ограничиваясь рассмотрением регулирования компрессоров установок первой и второй групп, приходим к выводу, что основной задачей регулирования является поддержание либо постоянного давления при переменной подаче, либо, наоборот, — постоянной подачи при переменном конечном давлении.

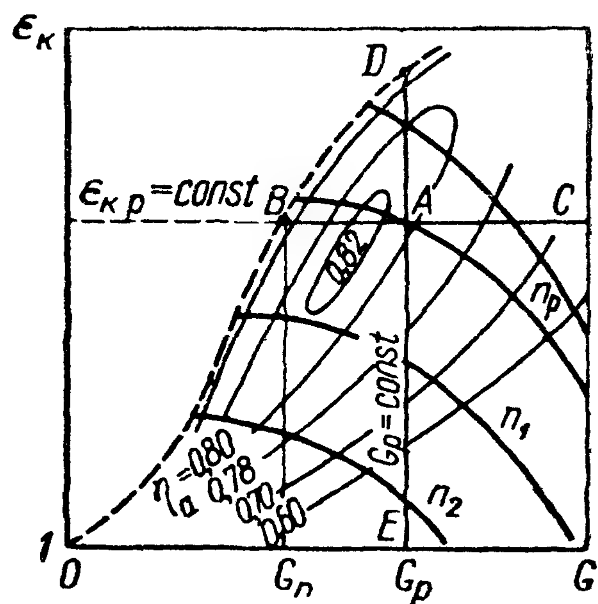


Рис 12 14 Линии режимов работы компрессоров при $\varepsilon_к$=const и G=const

Переходя к анализу основных способов регулирования прежде всего определим, как должны изменяться режимы работы компрессора в процессе регулирования. Для этого рассмотрим характеристики компрессора при различных числах оборотов, представленные на рис. 12.14. Точка A определяет расчетный режим работы, характеризующийся параметрами $\varepsilon_{к\,р}$ и $G_р$ при числе оборотов $n_р$. Проведем через точку A горизонтальную прямую AB. Если в процессе регулирования начальное давление газа остается неизменным, то линия AB соответствует постоянному конечному давлению и поэтому определяет возможные режимы работы компрессора *первой группы.*

Согласно рис. 12.14, уменьшение подачи возможно до тех пор, пока линия $\varepsilon_{к\,р}$=const ($p_{к\,р}$=const) не пересечет границу помпажа (в точке B). А так как подача компрессоров первой группы определяется исключительно потребителем, то в процессе эксплуатации возможно любое снижение подачи. Поэтому для обеспечения безопасной работы компрессора (предотвращения помпажа) необходимо антипомпажное устройство.

Режимы работы компрессоров *второй группы* определяются вертикальным отрезком AE, т. е. линией $G_р$=const. В этом случае выход за границу помпажа возможен при чрезмерном увеличении давления. Поэтому и здесь должна быть защита от чрезмерного увеличения давления (предохранительный клапан), а в случае переменного числа оборотов — защита по предельному числу оборотов.

Из рис. 12.14 следует одна особенность, резко отличающая условия регулирования компрессоров от условий регулирования вентиляторов. В случае вентиляторов «сеть» обычно близка к параболической, поэтому наиболее экономичным способом регулирования является изменение числа оборотов. В случае компрессоров первой и второй групп «сеть» резко отличается от

параболической (прямая BC для первой группы и AE — для второй), поэтому изменение числа оборотов вызывает существенное изменение режима работы и уменьшение к. п. д. компрессора. Следовательно, изменение числа оборотов компрессоров первой и второй групп не всегда является наилучшим способом регулирования.

Основные способы регулирования. Способы регулирования компрессоров в основном те же, что и регулирования вентиляторов: 1) дросселирование; 2) изменение числа оборотов; 3) поворотные направляющие лопасти.

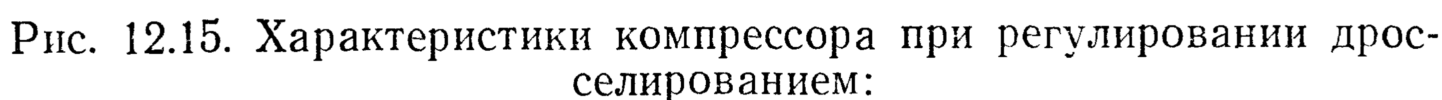


Рис. 12.15. Характеристики компрессора при регулировании дросселированием:

——— исходные характеристики компрессора;

— — — характеристики при дросселировании на всасывании

Дросселирование, как и в случае насосов, является наиболее простым и в то же время наименее экономичным способом регулирования. Однако в компрессорных установках оно связано с изменением плотности газа и поэтому требует специального исследования. Анализ влияния дросселирования на потребляемую компрессором мощность начнем с установок *первой группы.*

Пусть расчетный режим компрессора определяется точкой A (рис. 12.15, *а*) с параметрами $\varepsilon_р$ и $G_р$. Определим, как изменится мощность при снижении подачи до G.

Если дросселирование осуществляется в трубопроводе за компрессором, то режим работы переместится в точку B, а потребляемая компрессором мощность определится по характеристике мощности для расхода G (точка D на рис. 12.15, *а*). Если $\frac{dN}{dG} > 0$, то дросселирование приводит к уменьшению потребляемой мощности и в этом смысле допустимо.

Однако более экономично дросселирование перед компрессором, поскольку уменьшение расхода в этом случае отчасти происходит вследствие уменьшения начального давления $p_н$. Чтобы

убедиться в этом и дать количественную оценку, перестроим характеристики компрессора так, чтобы они соответствовали постоянному конечному давлению. Очевидно, что подаче G характеристики, полученной при постоянном начальном давлении, соответствует подача G_1 при том же объемном расходе $V_1=V$:

$$G_1=G\varepsilon_p/\varepsilon$$

при постоянном конечном давлении. Рассчитанная таким образом характеристика показана на рис. 12.15, *а* штриховой линией. Предполагается, что дросселирование начинается с расчетного режима работы (точки A). Поскольку в соответствующих точках B и B_1 отношение давлений одно и то же, потребляемая компрессором мощность изменяется пропорционально расходу:

$$N_1=NG_1/G=N\varepsilon_p/\varepsilon.$$

Следовательно, кривая мощности при дросселировании на всасывании D_1C проходит ниже кривой мощности DC при дросселировании на нагнетании. Если при дросселировании на нагнетании расходу G соответствует мощность N_d, то тому же расходу при дросселировании на всасывании соответствует мощность $N_{d_1}<N_d$.

Если дросселирование в установках *второй группы* осуществляется за компрессором, то при снижении конечного давления режим работы остается в расчетной точке (точка A на рис. 12.15, *б*) независимо от конечного давления $p_к$. Потребляемая компрессором мощность, следовательно, остается неизменной и равной N_c. Очевидно, что дросселирование на нагнетании в этом случае нерационально, поскольку не приводит к уменьшению потребляемой компрессором мощности. Более того, если кривая мощности правее точки C (при $G>G_р$) характеризуется производной $\frac{dN}{dG}>0$, то вместо дросселирования целесообразно при уменьшении конечного давления (связанного с переходом режима работы, например, в точку B) избыточный воздух подавать в специальную турбину или даже выбрасывать в атмосферу, так как потребляемая компрессором мощность в этом случае уменьшается.

Иначе обстоит дело при дросселировании на всасывании. Покажем, что и в этом случае дросселирование на всасывании более целесообразно, чем дросселирование на нагнетании. С этой целью перестроим участок характеристики правее расчетного режима (начиная с него, необходимо дросселирование для сохранения неизменной подачи), исходя из условия $G=G_р=\text{const}$. Кривая ε — G превратится в отрезок вертикальной прямой. Очевидно, что уменьшение подачи возможно вследствие уменьшения начального давления $p_н$. И если отношению давлений ε соответствует при отсутствии дросселирования расход G (режим работы

в точке B), то уменьшение расхода от G до $G_р$ вследствие дросселирования означает, что начальное давление упало в отношении расходов (штриховая кривая на рис. 12.15, *б*):

$$p_н = p_{н\,р} G_р / G.$$

Уменьшение начального давления вызывает соответствующее снижение мощности (штриховая линия на рис. 12.15, *б*):

$$N_{d1} = N_d p_н / p_{н \cdot р} = N_d G_р / G.$$

Можно доказать, что всегда эта кривая характеризуется отрицательной производной $\frac{dN}{dG}$ и что, следовательно, дросселирование всегда приводит к уменьшению потребляемой компрессором мощности.

Построенные на рис. 12.15, *б* характеристики позволяют найти потребляемую мощность при дросселировании как на нагнетании, так и на всасывании. Произвольному отношению давлений ε_1, которое соответствует требуемому конечному давлению $p_к$:

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_р} = \frac{p_к}{r_{кр}}$$

в нормальных условиях работы (при $p_н = \text{const}$) соответствует режим работы в точке B с параметрами G, ε_b и N_d. Если дросселирование осуществляется на всасывании, то расход равен расчетному $G_р$, а потребляемая мощность определится точкой пересечения вертикали, проведенной через точку B, и характеристики мощности (точка D_1), причем всегда $N_{d1} < N_c$.

Итак, всегда дросселирование на всасывании более целесообразно, чем дросселирование на нагнетании.

Изменение числа оборотов двигателя. Весьма просто и сравнительно экономично регулирование в тех случаях, когда двигатель, приводящий компрессор, допускает изменение числа оборотов в широких пределах без значительного снижения к. п. д. К таким двигателям из применяемых в настоящее время относятся паровые и газовые турбины. Однако, как уже указывалось, при значительном диапазоне изменения подачи (в установках первой группы) или давления (в установках второй группы) такой способ регулирования не обеспечивает достаточной экономичности компрессорной установки, что с очевидностью следует из рис. 12.14.

Направляющие аппараты с поворотными лопастями. Поворотные направляющие лопасти компрессоров позволяют, как и в случае вентиляторов, изменять характеристики компрессоров. Одноступенчатые центробежные компрессоры (нагнетатели), применяемые для наддува авиационных двигателей, снабжаются осевым направляющим аппаратом, аналогичным направляющему аппарату центробежных вентиляторов.

Некоторые заводы (например, фирмы «Броун-Бовери») выпускают компрессоры с поворотными лопастями диффузоров. Конструкция механизма поворота лопастей фирмы «Броун-Бовери» показана на рис. 12.16. Лопасти *1* выфрезерованы заодно с шипами. Шипы вращаются в шариковых подпишниках *2*, закрепленных в боковых стенках *3* и *4* обоймы. К левому шипу крепится

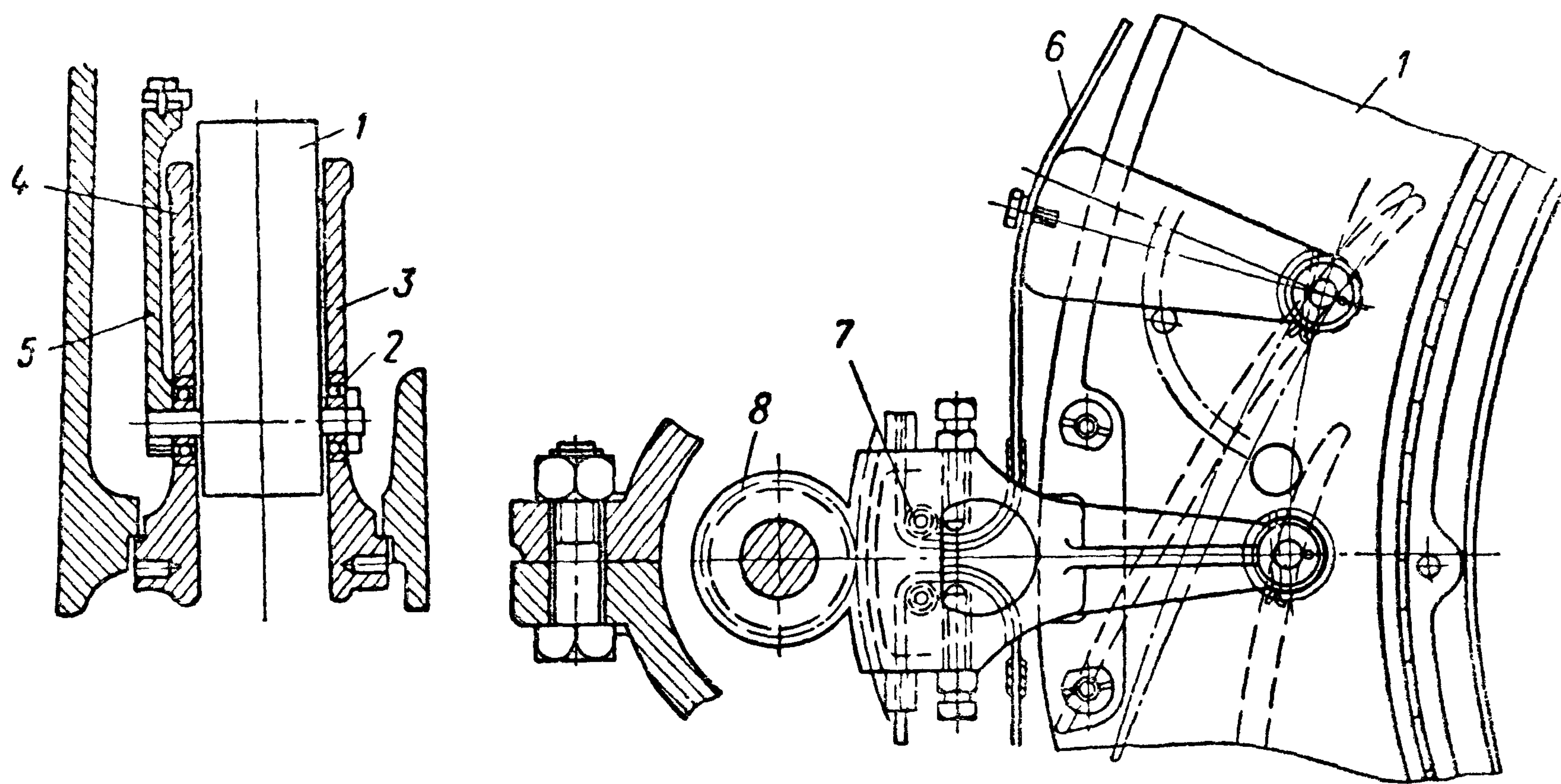


Рис. 12.16. Диффузор с поворотными лопастями

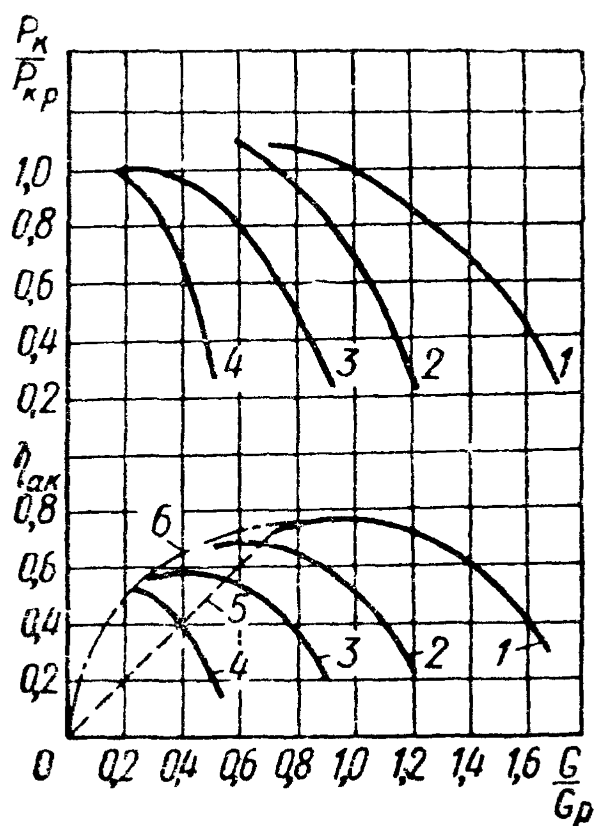


Рис. 12.17. Характеристики компрессора с поворотными лопатками диффузора фирмы «Броун-Бовери»:

1 — полное открытие лопаток; *2* — 50%-е открытие лопаток; *3* — 33%-е открытие лопаток; *4* — 22%-е открытие лопаток; *5* — кривая к. п. д при выпуске воздуха в атмосферу; *6* — кривая к. п. д. при повороте лопаток (огибающая)

рычаг *5* (число рычагов равно числу лопастей). Все рычаги соединяются тросом *6*, концы которого крепятся к рычагу *7*. Этот рычаг снабжен зубчатым сектором и вращается передачей *8*, которая вращает рычаг *7*, что приводит к повороту троса и, как следствие, к одновременному повороту всех лопастей.

Характеристики одноступенчатого компрессора с поворотными лопастями фирмы «Броун-Бовери» представлены на рис. 12.17. Как видим, поворот лопастей не только позволяет увеличить к. п. д. компрессора при частичных нагрузках, но и является очень хорошим средством борьбы с помпажом: с уменьшением угла установки направляющих лопастей граница помпажа существенно сдвигается в сторону меньших передач.

Вопросы регулирования компрессоров рассмотрены в [49].

Литература

1. Поликовский В. И. Вентиляторы, воздуходувки, компрессоры. Машгиз, 1938.

2. Шерстюк А. Н. Вентиляторы и дымососы. ГЭИ, 1957.

3. Развитие газовых турбин. Перевод под ред. Александрова В. Л. БНТ, 1947.

4. Stodola A. Die Dampf- und Gasturbinene. Springr., 1924.

5. Шерстюк А. Н. «Теплоэнергетика», 1956, № 5.

6 Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. «Машиностроеиие», 1966.

7. Димант П. С. Работа спирального кожуха насосов и вентиляторов. «Промышленная аэродинамика», 1953, № 4. Оборонгиз.

8 Конторов Б. М., Рафалович И. И. Увеличение стойкости лопаток роторов дымососов. «Электрические станции», 1948, № 1.

9. Калинушкин М. П. Пневматический транспорт. Труды ЦАГИ, вып. 168, 1933.

10. Левин И. М., Боткачик И. А. Дымососы и вентиляторы мощных электростанций. ГЭИ, 1962.

11. Невельсон М. И. Центробежные вентиляторы ГЭИ, 1947.

12. Рихтер Л. А. Тяга и дутье на тепловых электростанциях. ГЭИ, 1962.

13. Степанов А. И. Центробежиые и осевые насосы. Машгиз, 1960.

14. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. Машгиз, 1960.

15. Шерстюк А. Н. Компрессоры, ГЭИ, 1959.

16. Бычков А. Г. Осевые вентиляторы ЦАГИ Серии В. Труды ЦАГИ, вып. 463, 1940.

17. Повх И. Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. «Машиностроение», 1965.

18. Гофлин А. П. Аэродинамический расчет проточной части осевых компрессоров для стационарных установок. Машгиз, 1959.

19. Ушаков К. А., Брусиловский И. В., Бушель А. Р. Аэродинамика осевых вентиляторов и элементы их конструкций. Госгортехиздат, 1960.

20. Гиневский А. С. Влияние вязкости жидкости на величину циркуляции вокруг профиля гидродинамической решетки. «Промышленная аэродинамика», вып. 9. Оборонгиз, 1957.

21. Довжик С. А. Профилирование лопаток осевого дозвукового компрессора. «Промышленная аэродинамика», вып 11. Оборонгиз, 1958.

22. Довжик С. А. Экспериментальное исследование двух одноступенчатых компрессоров в широком диапазоне чисел Рейнольдса. «Промышленная аэродинамика», вып. 20. Оборонгиз, 1961.

23. ЦКТИ, Аэродинамический расчет котельных установок, ГЭИ, 1962.

24. Байбаков О. В., Зеегофер О. И. Гидравлика и насосы. ГЭИ, 1957.

25. Руднев С. С. Расчет центробежных насосов на кавитацию. Харьков, 1935.

26. Думов И. И. «Теплоэнергетика», 1957, № 4.

27. Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Основное насосное оборудование тепловых электростанций. «Энергия», 1969.

28 Азарх Д. Н., Попова Н. В. Осевые насосы (каталог-справочник). М., 1961.

29. Насосы. Каталог-справочник. ВИГМ, ГНТИ, 1960.

30. Альбом оборудования. Вентиляторы. Сантехпроект, 1963.

31. Степанов А., Сталь Х. Некоторые вопросы теории центробежных насосов и воздуходувок. ЦНИИТМАШ, 1962.

32. Горшков В. И., Комаров А. М. Методика реконструкции дымососов и вентиляторов. ГЭИ, 1958.

33. Преображенский В. П. Теплотехнические измерения и приборы. ГЭИ, 1946.

34. Правила 28—64. Измерения расхода жидкостей, газов и паров стандартными диафрагмами и соплами. Изд. стандартов, 1964.

35. Комаров А. М., Смирнов Б. Н. Методика испытаний тягодутьевых установок. ГЭИ, 1957.

36. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. Машиностроение, 1964.

37. Страхович К. И., Френкель М. И., Кондряков И. К., Рис В. Ф. Компрессорные машины. Госторгиздат, 1961.

38 Шерстюк А. Н., Соколов А. И., Лысенко В. П. «Известия ВУЗ СССР», «Энергетика», 1965, № 4.

39. Шерстюк А. Н., Космин В. М. «Теплоэнергетика», 1969, № 8.

40. Лившиц С. П. Аэродинамика центробежных компрессорных машин. «Машиностроение», 1966.

41. Столярский М. Т. «Энергомашиностроение», 1964, № 3.

42. Селезнев К. П., Подобуев Ю. С., Анисимов С. А. Теория и расчет трубокомпрессоров. «Машиностроение», 1968.

43. Степанов А. И. Центробежные и осевые компрессоры, воздуходувки и вентиляторы. Машгиз, 1960.

44. Эккерт Б. Осевые и центробежные компрессоры. Машгиз, 1959.

45. Шерстюк А. Н. Осевые компрессоры. ГЭИ, 1955.

46. Стечкин Б. С., Казанджан П. К., Алексеев Л. И, Говоров А. Н., Нечаев Ю. Н., Федоров Р. М. Теория реактивных двигателей. Оборонгиз, 1956.

47. Гайгеров В. И. Влияние свойств рабочего тела на характеристики центробежного компрессора и газовой турбины. Труды НИЛД, 1957, № 4.

48. Прядилов А И. Исследование помпажа в ступени осевого компрессора со 100%-ной реакцией. ЦКТИ, 1952

49. Кантор С. А. Регулирование турбомашин. Машгиз, 1946.

50 Рис В. Ф. Эксплуатация доменных воздуходувок. Металлургиздат, 1948.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

Предисловие 3
Основные обозначения 5
Введение 8

Раздел первый

НАСОСЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

Глава первая. **Законы сохранения. Параметры работы машин** . . 15

§ 1.1. Уравнение неразрывности. Теорема количества движения. Уравнение Бернулли 15
§ 1.2. Параметры работы насосов и вентиляторов 20
§ 1.3. Определение необходимого напора насоса и вентилятора. Характеристика сети 22

Глава вторая. **Центробежные насосы и вентиляторы** 24

§ 2.1. Устройство одноступенчатого насоса и вентилятора 24
§ 2.2. Рабочие колеса центробежного насоса и вентилятора 26
§ 2.3. Вывод и анализ уравнения Эйлера 33
§ 2.4. Радиальная решетка 37
§ 2.5. Определение основных размеров рабочего колеса 51
§ 2.6. Спиральная камера 56
§ 2.7. Расчет одноступенчатого центробежного насоса и вентилятора 60
§ 2.8. Переменный режим работы центробежного насоса (вентилятора) 67
§ 2.9. Многоступенчатые центробежные насосы 71

Глава третья. **Дымососы и мельничные вентиляторы** 76

§ 3.1. Особенности условий работы дымососов и мельничных вентиляторов 76
§ 3.2. Износ рабочих лопастей и дисков дымососов 77
§ 3.3. Влияние золы на параметры работы дымососов 82
§ 3.4. Мельничные вентиляторы 83

Глава четвертая. **Осевые насосы и вентиляторы** 85

§ 4.1. Устройство осевого насоса и вентилятора 85
§ 4.2. Схемы насосов и вентиляторов 88
§ 4.3. Плоская решетка. Построение профилей 92
§ 4.4. Теорема Жуковского о подъемной силе 100
§ 4.5. Коэффициент полезного действия решетки 104
§ 4.6. Экспериментальные данные для расчета плоских решеток . . 105
§ 4.7. Рабочее колесо осевого насоса и вентилятора 112
§ 4.8. Неподвижные элементы осевого насоса и вентилятора . . . 120
§ 4.9. Расчет осевого насоса и вентилятора 124

Стр.

Глава пятая. **Характеристики насосов и вентиляторов, моделирование** . . . 131

§ 5.1. Особенности характеристик насосов и вентиляторов . . . 131
§ 5.2. Пересчет характеристик геометрически подобных машин . . 136
§ 5.3. Безразмерные характеристики насосов и вентиляторов . . . 144
§ 5.4. Удельное число оборотов . . . 146
§ 5.5. Расчет насосов (вентиляторов) по методу подобия . . . 148

Глава шестая. **Работа насосов (вентиляторов) на сеть** . . . 152

§ 6.1. Работа одного насоса (вентилятора) на сеть . . . 152
§ 6.2. Максимальная высота всасывания насоса. Явление кавитации 154
§ 6.3. Устойчивость работы насосов и вентиляторов. Помпаж . . 160
§ 6.4. Совместная работа нескольких насосов (вентиляторов) на общую сеть . . . 165
§ 6.5. Регулирование подачи насосов и вентиляторов . . . 169

Глава седьмая. **Конструкции насосов и вентиляторов** . . . 178

§ 7.1. Типы центробежных насосов . . . 178
§ 7.2. Конструкции центробежных и осевых насосов . . . 179
§ 7.3. Типы центробежных вентиляторов . . . 184
§ 7.4. Конструкции центробежных и осевых вентиляторов и дымососов . . . 185
§ 7.5. Выбор насосов и вентиляторов по каталогам . . . 197
§ 7.6. Реконструкция центробежных насосов и вентиляторов . . . 200

Глава восьмая. **Испытания и эксплуатация насосов и вентиляторов** . . . 203

§ 8.1. Испытания насосов и вентиляторов . . . 203
§ 8.2. Пуск и обслуживание насосов и вентиляторов . . . 213

Раздел второй

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ И ОСЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Глава девятая. **Некоторые сведения из термодинамики и газодинамики** . . . 221

§ 9.1. Идеальный и реальный газы . . . 221
§ 9.2. Уравнения сохранения энергии . . . 224
§ 9.3. Теоретические процессы сжатия . . . 228
§ 9.4. Коэффициент полезного действия компрессоров . . . 232
§ 9.5. Охлаждение газа в компрессорах . . . 235
§ 9.6. Скорость звука. Число Маха . . . 238
§ 9.7. Использование газодинамических функций для расчета течений с учетом сжимаемости . . . 240

Глава десятая. **Центробежные компрессоры** . . . 245

§ 10.1. Устройство центробежного компрессора . . . 245
§ 10.2. Особенности рабочего колеса центробежного компрессора 247
§ 10.3. Безлопастный диффузор . . . 248
§ 10.4. Лопастные и канальные диффузоры . . . 252
§ 10.5. Осерадиальные одноступенчатые компрессоры . . . 260
§ 10.6. Методика расчета центробежного компрессора . . . 264
§ 10.7. Конструкция центробежных компрессоров . . . 271

Стр.

Глава одиннадцатая. **Осевые компрессоры** 277

§ 11.1. Устройство осевого компрессора 277
§ 11.2. Ступень осевого компрессора 281
§ 11.3. Особенности течения в плоской решетке при больших дозвуковых скоростях 290
§ 11.4. Методика расчета осевых компрессоров 293
§ 11.5. Конструкции осевых компрессоров 298

Глава двенадцатая. **Характеристики компрессоров. Моделирование** 303

§ 12.1. Основные особенности характеристик компрессоров 303
§ 12.2. Безразмерные и приведенные характеристики 306
§ 12.3. Пересчет характеристик при изменении приведенного числа оборотов 312
§ 12.4. Пересчет характеристик при изменении физических свойств газа 316
§ 12.5. Работа компрессора на сеть. Помпаж 321
§ 12.6. Расчет компрессоров по методу подобия 326
§ 12.7. Задачи и основные способы регулирования компрессоров 330

Литература 337

Шерстюк Александр Николаевич

Насосы, вентиляторы, компрессоры

Редактор М. Ф. Бурлак
Художник В. З. Казакевич
Художественный редактор Н. К. Гуторов
Технический редактор Н. Н. Баранова
Корректор А. Н. Видревич